

**ANÁLISIS TÉRMICO DE LA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE UNA EMPRESA  
MANUFACTURERA UBICADA EN EL NORTE DEL CAUCA MEDIANTE  
SIMULACIÓN COMPUTACIONAL**



**MARÍA CAMILA MEDINA VIVEROS  
2151190  
ANDRÉS FERNANDO SILVA HINESTROZA  
2150156**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
DEPARTAMENTO DE ENERGÉTICA Y MECÁNICA  
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA  
SANTIAGO DE CALI  
2021**

**ANÁLISIS TÉRMICO DE LA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE UNA EMPRESA  
MANUFACTURERA UBICADA EN EL NORTE DEL CAUCA MEDIANTE  
SIMULACIÓN COMPUTACIONAL**



**MARÍA CAMILA MEDINA VIVEROS  
ANDRÉS FERNANDO SILVA HINESTROZA**

**Proyecto de grado para optar al título de  
Ingeniero Mecánico**

**Director  
CARLOS EDUARDO CASTANG MONTIEL  
Magister en Ingeniería Mecánica**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
DEPARTAMENTO DE ENERGÉTICA Y MECÁNICA  
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA  
SANTIAGO DE CALI  
2021**

**Nota de aceptación:**

**Aprobado por el Comité de Grado en cumplimiento de los requisitos exigidos por la Universidad Autónoma de Occidente para optar al título de Ingeniero Mecánico**

**FELIX GONZALEZ PEREZ**

---

**Jurado**

**JUAN RICARDO VIDAL**

---

**Jurado**

**Santiago de Cali, 11 de mayo de 2021**

## **AGRADECIMIENTOS**

Queremos agradecer en primer lugar a nuestro director de trabajo de grado Mgtr. Carlos Eduardo Castang, por su paciencia, disponibilidad y enseñanzas en el transcurso de este proyecto y a la ingeniería Jimena López Cruz, Jefe de Seguridad y Medio Ambiente Sanitarios, por su ayuda en la obtención de datos en la compañía. También queremos agradecer muy especialmente a nuestros padres y familiares por su apoyo y dedicación a lo largo de nuestra vida. Finalmente y no por eso menos importante un agradecimiento los profesores de la Facultad de Ingeniería e igualmente a nuestros compañeros de clase, por su acompañamiento y enseñanzas en estos 5 años.

## CONTENIDO

	pág.
RESUMEN	11
INTRODUCCIÓN	12
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	13
2. JUSTIFICACIÓN	14
3. OBJETIVOS	15
3.1 OBJETIVO GENERAL	15
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	15
4. ANTECEDENTES	16
5. MARCO TEÓRICO	18
5.1 TRANSFERENCIA DE CALOR	18
5.1.1 Mecanismos de transferencia de calor	18
5.2 CONDICIONES PARA EL CONFORT TÉRMICO	19
5.2.2 Ecuación de confort	29
5.3 EVALUACIÓN PRÁCTICA DE AMBIENTES TÉRMICOS	30
5.3.1 PMV ( <i>Predicted Mean Vote</i> )	31
5.3.2 PPD ( <i>Predicted Percentage of Dissatisfied</i> )	33
5.4 SIMULACIÓN COMPUTACIONAL	35
5.4.1 Ecuaciones de movimiento	36

5.4.2 Cálculo de CFD para flujo turbulento	37
<b>6. CARGA TÉRMICA, TEMPERATURA MEDIA RADIANTE Y EVALUACIÓN DE CONFORT TÉRMICO</b>	<b>39</b>
6.1 ANÁLISIS DE SOMBRAS	40
6.2 CARGA TÉRMICA	42
6.2.1 Coeficientes de transferencia de calor por convección natural	43
6.2.2 Resistencias térmicas	44
6.2.3 Cálculo de la carga térmica	48
6.2.4 Contribución por superficies a la carga térmica total	49
6.3 TEMPERATURA MEDIA RADIANTE	50
6.4 EVALUACIÓN DEL CONFORT TÉRMICO	52
<b>7. SIMULACIÓN COMPUTACIONAL</b>	<b>54</b>
7.1 CONFIGURACIÓN DE SIMULACIÓN	55
7.1.1 Generación de malla	55
7.1.2 <i>SetUp</i>	58
7.1.3 Análisis de sensibilidad de malla	63
7.2 ANÁLISIS DE LAS CONDICIONES TÉRMICAS Y DE VENTILACIÓN	64
<b>8. EVALUACIÓN TÉRMICA Y FINANCIERA DE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN</b>	<b>69</b>
8.1 OPCIONES DE CUBIERTA VERDE ESTUDIADAS PARA LA PLANTA DE PRODUCCIÓN	73
8.1.1 Opción 1: Techo verde con área cubierta del 95.6%	73
8.1.2 Opción 2: Techo verde con área cubierta del 91.25%	74
8.1.3 Opción 3: Techo verde con área cubierta del 45.62%	76

<b>8.1.4 Opción 4: Techo verde con área cubierta del 4.37%</b>	<b>77</b>
<b>8.1.5 Opción 5: Techo verde con área cubierta del 22.82%</b>	<b>78</b>
<b>8.2 ALTERNATIVA SELECCIONADA Y EVALUACIÓN DEL CONFORT TÉRMICO</b>	<b>80</b>
<b>9. CONCLUSIONES</b>	<b>81</b>
<b>10. RECOMENDACIONES</b>	<b>83</b>
<b>REFERENCIAS</b>	<b>84</b>

## LISTA DE FIGURAS

	pág.
<b>Figura 1. <i>Gráfica del PPD en función del PMV.</i></b>	<b>34</b>
<b>Figura 2. <i>Metodología para el cálculo de la carga térmica y evaluación del confort térmico.</i></b>	<b>40</b>
<b>Figura 3. <i>Modelo de la empresa.</i></b>	<b>41</b>
<b>Figura 4. <i>Análisis de sombra para las 12:00 p.m. en diferentes fechas del año.</i></b>	<b>42</b>
<b>Figura 5. <i>Componentes del techo del area de producción. Componentes del techo del area de producción.</i></b>	<b>45</b>
<b>Figura 6. <i>Datos térmicos, carta psicométrica y evaluación del confort.</i></b>	<b>53</b>
<b>Figura 7. <i>Metodología simulación computacional.</i></b>	<b>55</b>
<b>Figura 8. <i>Nombres de las superficies de la planta.</i></b>	<b>56</b>
<b>Figura 9. <i>Contornos de malla para la vista lateral de la planta en diferentes ubicaciones.</i></b>	<b>57</b>
<b>Figura 10. <i>Distribución de la malla en diferentes zonas.</i></b>	<b>58</b>
<b>Figura 11. <i>Condiciones de frontera para las caras de la planta.</i></b>	<b>59</b>
<b>Figura 12. <i>Gráfica del estudio del comportamiento de las diferentes variables con respecto al número de iteraciones.</i></b>	<b>60</b>
<b>Figura.13. <i>Gráfica de Temperatura promedio vs Número de iteraciones</i></b>	<b>61</b>
<b>Figura 14. <i>Gráfico temperatura promedio vs tamaño de elemento.</i></b>	<b>63</b>
<b>Figura 15. <i>Representación volumétrica de temperatura en la planta.</i></b>	<b>64</b>
<b>Figura 16. <i>Contornos de Temperaturas en la vista superior a diferentes alturas.</i></b>	<b>65</b>
<b>Figura 17. <i>Contornos de temperatura en la vista lateral.</i></b>	<b>66</b>
<b>Figura 18. <i>Contornos de temperatura en la vista frontal.</i></b>	<b>66</b>
<b>Figura 19. <i>Líneas de corriente para cada una de las componentes.</i></b>	<b>67</b>



<b>Figura 20. Contorno de velocidad en la vista superior.</b>	<b>68</b>
<b>Figura 21. Contorno de velocidad en la vista frontal.</b>	<b>68</b>
<b>Figura 22. Metodología para el análisis térmico y financiero de las soluciones.</b>	<b>70</b>
<b>Figura 23. Representación gráfica de la opción 1.</b>	<b>73</b>
<b>Figura 24. Representación gráfica de la opción 2.</b>	<b>75</b>
<b>Figura 25. Representación gráfica de la opción 3.</b>	<b>76</b>
<b>Figura 26. Representación gráfica de la opción 4.</b>	<b>77</b>
<b>Figura 27. Representación gráfica de la opción 5.</b>	<b>79</b>

## LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. <i>Escala ASHRAE de sensación térmica</i>	31
Tabla 2. <i>Ecuaciones diferenciales acopladas para 4 incógnitas en flujo tridimensional.</i>	38
Tabla 3. <i>Conductividad térmica de los materiales empleados.</i>	45
Tabla 4. <i>Resistencias térmicas de las componentes del techo.</i>	46
Tabla 5. <i>Áreas paredes internas.</i>	47
Tabla 6. <i>Resistencias térmicas de las componentes de las paredes.</i>	47
Tabla 7. <i>Carga térmica en el techo y las paredes internas.</i>	48
Tabla 8. <i>Porcentajes de cada superficie sobre la carga térmica total.</i>	50
Tabla 9. <i>Temperaturas superficiales del techo y las paredes.</i>	51
Tabla 10. <i>Parámetros PMV y PPD.</i>	53
Tabla 11. <i>Condiciones de frontera.</i>	62
Tabla 12. <i>Tamaño de elemento vs Temperatura promedio para 1000 iteraciones.</i>	64
Tabla 13. <i>Cargas térmicas de las superficies con techo verde</i>	71
Tabla 14. <i>Datos dados por la compañía.</i>	72
Tabla 15. <i>Relación beneficio costo y Valor Presente Neto de la opción 1</i>	74
Tabla 16. <i>Relación beneficio costo y Valor Presente Neto de la opción 2</i>	75
Tabla 17. <i>Relación beneficio costo y Valor Presente Neto de la opción 3</i>	77
Tabla 18. <i>Relación beneficio costo y Valor Presente Neto de la opción 4</i>	78
Tabla 19. <i>Relación beneficio costo y Valor Presente Neto de la opción 5.</i>	79

## RESUMEN

Debido a la preocupación de una compañía en el norte del departamento del Cauca por la inconformidad que presentan los empleados con el ambiente térmico en su área de trabajo y en vista a las altas temperaturas que se encuentran expuestos en su jornada laboral, que generan un bajo rendimiento y problemas de salud en los trabajadores. En este estudio se plantea determinar las condiciones de confort térmico y evaluar las posibles alternativas de solución para este problema. Para lograr esto, primero se hace un análisis de sombras, con el fin de precisar que superficies se encuentran expuestas a la radiación solar la mayor parte del año, luego se calcula la carga térmica total del área de producción teniendo en cuenta la carga térmica emitida por las paredes, el suelo, y el techo. Seguido a esto se calcula la temperatura media radiante, la cual es un parámetro vital con respecto a la evaluación de la sensación de confort térmico, por medio de las ecuaciones determinadas por Fanger, como lo son el PMV y el PPD. Posteriormente a través de *Ansys Fluent*, se efectúan las simulaciones de las condiciones térmicas y de ventilación para tener una representación computacional del panorama actual de lo que ocurre en la planta. Después, se proponen cinco posibles soluciones a través de la implementación de un techo verde, igualmente se realiza los correspondientes estudios de factibilidad de cada una de las soluciones, con el objetivo de saber cuál de ellas es recomendable llevar a cabo por la compañía, simultáneamente, se analiza el cambio de las condiciones térmicas en cada una de ellas, escogiendo después una de las opciones y realizando en ella la evaluación de confort térmico estableciendo si esta mejoraría la sensación térmica, finalmente son presentadas las conclusiones y recomendaciones de acuerdo a los resultados obtenidos.

**Palabras clave:** Confort térmico, transferencia de calor, PMV, simulación.

## INTRODUCCIÓN

En la actualidad, el uso racional y eficiente de los recursos energéticos tiene una gran importancia. Es bien conocido que el sector residencial e industrial son grandes consumidores de energía, generando de manera asociada iguales cantidades de dióxido de carbono, lo cual contribuye en gran medida al calentamiento global. En el sector industrial, existe una preocupación creciente asociada con este fenómeno y es la afectación de las condiciones laborales, debido a los efectos ambientales. En este sentido, uno de los ítems de interés para una empresa, con respecto a cumplir con su propuesta de seguridad en el Sistema de Gestión de Seguridad y Salud en el Trabajo SG-SST, es asegurar un ambiente de trabajo de acuerdo a las variables que rigen un óptimo desempeño del personal, para lo cual, uno de estos parámetros es el confort térmico, “el cual se presenta cuando las personas no experimentan sensación de calor ni de frío, es decir las condiciones de temperatura, humedad y movimientos del aire son favorables a la actividad que desarrollan” (Herrera, Castellón, Barrera, y Novoa, 2015).

Particularmente, el confort en el trabajo está asociado con los índices de productividad, es decir, cuando las personas son sometidas a un ambiente térmico en el cual existan ganancias continuas de calor, los individuos experimentarán disconfort por calor, y en el caso contrario, experimentarán disconfort por frío. Esta problemática estará asociada con malestares corporales tales como: náuseas, dolores de cabeza, pérdida de la concentración y sueño. De la misma manera, si las personas se someten a condiciones extremas se puede llegar incluso al golpe de calor lo cual podría ocasionar la muerte.

De acuerdo con esto, el presente trabajo pretende realizar un análisis de las condiciones térmicas a las cuales se encuentran sometidas los trabajadores de una empresa manufacturera del norte del Cauca. Para ello, se realizará un análisis de sombras utilizando el software *SketchUp* para identificar las zonas críticas de la planta, de igual forma se emplearán metodologías analíticas de transferencia de calor para calcular cargas térmicas y la temperatura media radiante, la cual a su vez permitirá establecer el índice de confort PMV (*Predicted Mean Vote*) y el PPD (*Predicted Percentage of Dissatisfied*) desarrollado por (Fanger, 1972). Estos resultados, se compararán con resultados obtenidos mediante simulación computacional utilizando el código *Ansys Fluent*, para de esta forma proponer alternativas de mejora a la problemática existente. Finalmente, se realizará un análisis financiero para evaluar la viabilidad de la implementación de alguna de las alternativas seleccionadas previamente.

## 1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El confort térmico es “aquella condición de la mente que proporciona satisfacción con el ambiente térmico”(Fanger, 1972), por lo tanto, cuando no se obtiene este confort térmico, se puede generar la sensación de estrés térmico, el cual es uno de los problemas que ha producido diferentes enfermedades laborales en el mundo en los últimos años debido al aumento de las temperaturas por el calentamiento global. Esta condición consiste en “un exceso de calor en el cuerpo superior a los niveles que este puede tolerar sin menoscabo de sus capacidades fisiológicas”(Kjellstrom, Maître, Saget, Otto, y Karimova, 2019) lo que genera menos horas de trabajo, y por ende, menor productividad en las compañías, por ello, para las empresas, debe ser de vital importancia las condiciones de trabajo de sus empleados, sobre todo las que tienen que ver con la salud de estos.

Bajo esta premisa, una planta de producción de pañales ubicada en el norte del Cauca, presenta su preocupación por la condición térmica de trabajo de sus operarios en el área de producción, la cual evidencia altas temperaturas. Esto ha generado ciertas situaciones inapropiadas referentes al ambiente de trabajo, lo que ha forzado a la compañía a tomar acción.

Por medio de este proyecto, se busca analizar las características del entorno de trabajo en el área de producción de la planta, los posibles factores que intervienen, y efectuado esto, plantear una solución a tal problemática. Para ello se plantean las siguientes preguntas de investigación:

- ¿Cuáles serán las alternativas bioclimáticas más apropiadas que permitirán reducir la carga térmica al interior de la planta de producción y qué criterios se utilizarán para su evaluación financiera?

## 2. JUSTIFICACIÓN

Cuando una persona se encuentra en un ambiente térmico agresivo, el cuerpo humano activa sus mecanismos de defensa (vaso dilatación y vaso constricción), los mecanismos de defensa más importantes del cuerpo humano son la sudoración y el escalofrío, lo que le permite al ser humano un intercambio de calor con el ambiente de acuerdo a las condiciones de su entorno y así lograr el equilibrio térmico; sin embargo, cuando estas condiciones no son aptas para generar tal transferencia el cuerpo empieza a acumular calor, hasta el punto de adquirir la sensación del estrés térmico. Cuando este se percibe, influye en las capacidades físicas de las personas, por tanto, “el bienestar y la productividad laboral disminuye cuando la temperatura supera los 24 a 26 °C. Al alcanzar los 33 o 34 °C, con una intensidad de trabajo moderada, las personas pierden un 50 por ciento de su capacidad”(Kjellstrom et al., 2019). En este contexto, los espacios laborales deben garantizarles a los individuos que allí interactúan condiciones favorables para ejercer una labor.

Por lo tanto, los programas de seguridad y salud en el trabajo (SST) de las empresas, optan por brindar el control de riesgos laborales que puedan afectar la integridad de sus empleados. En este sentido, una compañía manufacturera ubicada en el norte del Cauca manifiesta su preocupación en el área de producción con relación a la sensación térmica percibida por sus trabajadores. En consecuencia, se requiere un análisis térmico de la planta con el fin de establecer las principales fuentes de calor que hacen que no se presente una sensación de satisfacción térmica de los empleados en dicho espacio laboral.

Este trabajo proporcionará un estudio de los datos obtenidos, siendo esto una herramienta para la futura implementación de mejoras en las condiciones para sus empleados, correspondiente con el bienestar del personal productivo de la empresa. Así como una posible reducción en los consumos energéticos asociados al uso de sistemas de acondicionamiento de aire dado que la propuesta es usar sistemas de climatización pasiva.

### **3. OBJETIVOS**

#### **3.1 OBJETIVO GENERAL**

Determinar las condiciones de confort de la planta de producción de una empresa manufacturera en el norte del Cauca con el fin de establecer posibles alternativas de solución a la problemática actual.

#### **3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Calcular la carga térmica y la temperatura media radiante generada por la irradiación solar que se aproxima a las paredes y cubierta de la planta mediante modelos analíticos de transferencia de calor para complementar los resultados obtenidos a través de un análisis de sombras.
- Realizar la simulación computacional utilizando el código Ansys Fluent de las condiciones térmicas y de ventilación de la planta de producción para la identificación de las posibles soluciones.
- Evaluar térmica y financieramente las alternativas de solución propuestas con el propósito de seleccionar la opción que genere la mayor relación beneficio-costo-confort.

#### 4. ANTECEDENTES

Es sabido que el ser humano al encontrarse expuesto a condiciones ambientales de alta o baja temperatura, produce un cambio en la termorregulación del cuerpo humano, lo que puede causar diferentes problemas en la salud. Esto comúnmente es estudiado como estrés térmico. Muchos de los estudios, realizados en edificios, hospitales, fábricas, han utilizado el PMV como parte de la indagación de las características necesarias para obtener un panorama general del confort térmico del lugar de interés; bajo este panorama, se evalúa por medio de la ecuación del confort térmico y se aplica, por lo que se ejerce una nueva votación, logrando prácticamente un ambiente de confort térmico para la mayoría del público influenciado por este. Para el contexto laboral, de acuerdo al nivel de actividad física, es de importancia establecer condiciones climáticas óptimas de trabajo para la duración de la jornada, debido a que evita deteriorar la salud de los empleados, lo que hace que no se interfiera la producción en las empresas.

En el 2010 al 2013 se realizaron diferentes estudios sobre esta discusión, por ejemplo, en (Castilla et al., 2010), se muestra la implementación de un sistema de control jerárquico para hacer posible la confortabilidad térmica, de acuerdo, a una revisión de técnicas de control, la cual, permite minimizar el consumo energético. Así mismo, otro estudio se enfocó en analizar los valores de límites de velocidad aérea, la respuesta y aceptación de las personas, con respecto al movimiento aéreo, por lo que (Candido, Lamberts, Bittencourt, y De Dear, 2010), encontraron que la preferencia de los usuarios en relación a la velocidad del aire, era superior a lo que establecen las normas ASHRAE 55 (2004) e ISO 7730 (2005). Posteriormente, en el 2011, (Kuchen, Fisch, Gonzalo, y Nozica, 2011), utilizaron el modelo desarrollado por Fanger, el proceso consiste en realizar mediciones y cuestionarios en el sitio de estudio, para lo cual emplearon sensores y entrevistas a las personas en los edificios estudiados en Alemania, obteniendo que la temperatura de confort se encontraba alrededor de los 23.3°C, para un grado de insatisfacción mínimo de 7%. Luego, (Pourshaghagh y Omidvari, 2012) utilizaron un hospital ubicado en el oeste de Irán, para conocer el rendimiento del sistema de aire acondicionado y el confort térmico, para lo cual fue utilizado el Voto Medio Previsto (PMV) y el PPD, con esto determinaron que la mayoría de los problemas térmicos se presentan en invierno en las horas de la mañana, así como en verano al medio día. Al tiempo, (Rodrigues, 2012) estudió la ventilación natural impulsada por las fuerzas del viento y las térmicas, mediante el método de elementos finitos utilizando el programa Ansys, dando como resultado, que la eficiencia de ventilación cruzada esta 3.5 veces por encima de la ventilación unidireccional, lo que aumenta el flujo turbulento dentro del entorno. Finalmente, en este periodo de tiempo, (Fag, 2013; Ramis y Santos, 2013), realizaron estudios de confort térmico en 3 aeropuertos de Brasil y en una empresa de Metalmecánica respectivamente, por parte del estudio de los aeropuertos, se sugiere un sistema combinado de aire acondicionado, tanto natural como artificial,



para proporcionar los mejores niveles de confort térmico; y por otro lado, en la empresa metalmecánica, notificaron que en el área de fundición se presenta disconformidad térmica, por lo que proponen un programa preventivo de ambiente térmico.

En el 2017, los estudios realizados por (Gao et al., 2017; Núñez, Ferris, Calderón, Sánchez, y Castro Nuñez, 2017) sobre el confort térmico, presentaron, por un lado, la relación estadística entre el absentismo de las personas, con la disconformidad térmica; y en el segundo estudio, se proporcionan unas pautas para la evaluación del confort térmico y para el diseño de un sistema de aire acondicionado de enfriamiento radiante.

Para el 2018, se tiene el estudio llevado a cabo por (Ricciu, Galatioto, Desogus, y Besalduch, 2018) el cual argumenta, que la propagación de la incertidumbre podría mejorar la aplicación del modelo PMV, haciendo énfasis en la temporada de invierno con una humedad del 30%. También en este mismo año, por su parte, (Madrigal, Cabello, Sagastume, y Balbis, 2018) emplea diferentes técnicas para representar y evaluar la climatización en centros comerciales, por lo cual, propone un nuevo esquema para el sistema de frío.

En el presente año (2019), se obtienen diversos estudios sobre confort térmico, realizados por (Balogun y Daramola, 2019; Ciuha, Tobita, McDonnell, y Mekjavic, 2019; Garcia Muñoz, Salas y Rodriguez , 2019; Jung y Jazizadeh, 2019; Liu, Schiavon, Das, Jin, y Spanos, 2019; Yang et al., 2019) donde se investigaron las sensaciones personales del confort térmico, con respecto a señales fisiológicas y a los parámetros ambientales a los cuales se encuentran las personas en el recinto, lo cual determinó las variables que establecen el confort térmico en los diversos estudios anteriormente citados. Cuando no se presenta el confort térmico, se adquiere el riesgo de presentar estrés térmico, por lo que, (López-sánchez, 2019), determinan la importancia de reducir, dicho riesgo, el cual infiere en el nivel de concentración de las personas y genera ambientes laborales inocuos. Adicionalmente, en (Broday, Moreto, Xavier, y de Oliveira, 2019), utilizaron el PMV para evaluar el confort térmico de soldados y oficiales del ejército y lo compararon con otro modelo de investigación el cual se denomina como, Votos de Sensación Térmica (TSV), con lo que obtuvieron, que el TSV es más conservador que el PMV.

## 5. MARCO TEÓRICO

### 5.1 TRANSFERENCIA DE CALOR

El calor, que es la forma de la energía que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia en la temperatura. La ciencia que trata de la determinación de las razones de esa transferencia es la transferencia de calor (Cengel y Ghajar, 2011, p. 2)

Por lo tanto, “la cantidad de calor transferido por unidad de tiempo se llama razón de transferencia de calor y se denota por  $\dot{Q}$ ” (Cengel y Ghajar, 2011, p. 9), su unidad es W y se denomina en el desarrollo de este trabajo como carga térmica.

#### 5.1.1 Mecanismos de transferencia de calor

El calor se puede transferir en tres modos diferentes: conducción, convección y radiación. Todos los modos de transferencia de calor requieren la existencia de una diferencia de temperatura y todos ellos ocurren del medio que posee la temperatura más elevada hacia uno de temperatura más baja (Cengel y Ghajar, 2011, p. 17)

##### 5.1.1.1 Conducción

“La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas” (Cengel y Ghajar, 2011, p. 17)

##### 5.1.1.2 Convección

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección...

La convección recibe el nombre de convección forzada si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento. Como contraste, se dice que es convección natural (o libre) si el movimiento

del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura en ese fluido (Cengel y Ghajar, 2011, pp. 25–26).

### 5.1.1.3 Radiación

“La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas”.(Cengel y Ghajar, 2011, p. 27)

## 5.2 CONDICIONES PARA EL CONFORT TÉRMICO

La primera condición necesaria para el confort térmico óptimo, es un balance de calor, para el cual el sistema de termorregulación de las personas, ya crean un balance sin necesidad de que exista dicho confort, por ende, se debe establecer un doble balance de calor, expresado en la Ecuación 1

$$f\left(\frac{H}{A_{Du}}, I_{cl}, t_a, t_{mrt}, p_a, v, t_s, \frac{E_{sw}}{A_{Du}}\right) = 0$$

**Ecuación 1**

Donde

$\frac{H}{A_{Du}}$  = Producción interna de calor por unidad de superficie ( $A_{Du}$ =DuBois área).

$I_{cl}$  = Restencia térmica de la vestimenta

$t_a$  = Temperatura del aire

$t_{mrt}$  = Temperatura radiante media

$p_a$  = Presión de vapor de agua en el aire ambiente

$v$  = Velocidad relativa del aire

$t_s$  = Temperatura media de la piel

$\frac{E_{sw}}{A_{Du}}$  = Pérdida de calor por unidad de superficie corporal por evaporación de la secreción de sudor.

Las variables fisiológicas que influyen en un equilibrio térmico son: la temperatura media de la piel  $t_s$  y la secreción de sudor  $E_{sw}$ , diferentes estudios los han utilizado a varios niveles de actividad, por lo que los resultados obtenidos son la segunda y la tercera condición para que se presente el confort térmico:

$$t_s = f\left(\frac{H}{A_{Du}}\right)$$

**Ecuación 2**

$$E_{sw} = A_{Du} f\left(\frac{H}{A_{Du}}\right)$$

**Ecuación 3**

Sustituyendo las Ecuaciones 1 y 2, se obtiene la ecuación de confort descrita en la Ecuación 4 para cualquier condición de las variables presentes en ella.

$$f\left(\frac{H}{A_{Du}}, I_{cl}, t_a, t_{mrt}, p_a, v\right) = 0$$

**Ecuación 4**

### **Balance de calor**

Debido al propósito de la termorregulación en el cuerpo es mantenerlo en equilibrio térmico, es decir, que el calor producido es igual al disipado, sin tener en cuenta el almacenamiento de energía interna. Por consiguiente, la ecuación que modela esta condición de balance de calor es la siguiente.

$$H - E_d - E_{sw} - E_{re} - L = k = R + C$$

**Ecuación 5**

Donde

H=La producción interna de calor en el cuerpo humano

E<sub>d</sub>=La pérdida de calor por la difusión del vapor de agua a través de la piel.

E<sub>sw</sub>=La pérdida de calor por evaporación del sudor de la superficie de la piel.

E<sub>re</sub>=La respiración latente pérdida de calor

L=La pérdida de calor de la respiración seca

K=La transferencia de calor de la piel a la superficie externa del cuerpo vestido (conducción a través de la ropa)

R=La pérdida de calor por radiación de la superficie exterior del cuerpo vestido

C=La pérdida de calor por convección desde la superficie exterior del cuerpo vestido

#### 5.2.1.1 Producción interna de calor

“La energía liberada en los procesos de oxidación en el cuerpo humano por unidad de tiempo (tasa metabólica M) a veces se convierte en parte, en energía mecánica externa W, pero se convierte principalmente en calor”(Fanger, 1972, p. 23), por lo tanto:

$$M = H + W \quad (\text{kcal/hr})$$

**Ecuación 6**

Introduciendo, la eficiencia mecánica externa

$$\eta = \frac{W}{M}$$

**Ecuación 7**

Dentro de la **Ecuación 6** da:

$$H = M(1 - \eta) \quad (\text{kcal/hr})$$

## Ecuación 8

O, expresándola por unidad del área superficial del cuerpo:

$$\frac{H}{A_{Du}} = \frac{M}{A_{Du}} (1 - \eta) \quad (\text{kcal/h m}^2)$$

## Ecuación 9

### 5.2.1.2 Pérdida de calor por difusión en la piel

“La magnitud de la difusión por unidad de área es proporcional a la diferencia entre la presión de vapor de agua saturada a la temperatura de la piel y la presión parcial de vapor de agua en el aire ambiente”. (Brebner, Kerslake, y Waddel, 1956, pp. 225–231) la ecuación es la siguiente

$$E_d = \lambda m A_{Du} (p_s - p_a) \quad (\text{kcal/hr})$$

## Ecuación 10

Donde

$E_d$  = Pérdida de calor por difusión de vapor a través de la piel (kcal/hr)

$\lambda$  = 575 kcal/kg = Calor de vaporización de agua a (35°C)

$m$  = Coeficiente de penetración de la piel (kg/hr m<sup>2</sup>mmHg)

$p_s$  = Presión de vapor saturado a temperatura de la piel (mmHg)

$p_a$  = Presión de vapor en aire ambiente (mmHg)

Para 27°C <  $t_s$  < 37°C la siguiente expresión lineal dará una aproximación con menos del 3% de error:

$$p_s = 1.92 t_s - 25.3 \quad (\text{mmHg})$$

## Ecuación 11

Sustituyendo  $\lambda$ ,  $m$  y  $p_s$  dentro de la **Ecuación 10**, queda:

$$E_d = 0.35 A_{Du}(1.92t_s - 25.3 - p_a) \quad (\text{kcal/hr})$$

**Ecuación 12**

### 5.2.1.3 Pérdida de calor por respiración latente

La pérdida de calor por respiración latente es una función de la ventilación pulmonar y la diferencia en el contenido de agua entre el aire espirado e inspirado.

$$E_{re} = \dot{V}(W_{ex} - W_a)\lambda \quad (\text{kcal/hr})$$

**Ecuación 13**

Donde

$E_{re}$ =Pérdida de calor por respiración latente (kcal/hr)

$\dot{V}$ =Ventilación pulmonar (kg/hr)

$W_{ex}$ =Relación de humedad del aire de espiración (kg agua/kg aire seco)

$W_a$ =Relación de humedad del aire de inspiración (kg agua/kg aire seco)

$\lambda = 575 \text{ kcal/kg} = \text{Calor de vaporización de agua a } (35^\circ\text{C})$

La siguiente ecuación es una aproximación práctica para la ventilación pulmonar media, en diferentes tipos de trabajo:

$$\dot{V} = 0.0060 M \quad (\text{kg/hr})$$

**Ecuación 14**

La diferencia en la relación de humedad entre el aire espirado y el inspirado se puede expresar por la siguiente ecuación (McCutchan y Taylor, 1951):

$$W_{ex} - W_a = 0.0277 + 0.000065 t_a - 0.8 W_a \cong 0.029 - 0.80 W_a \text{ (kg agua/Kg aire seco)}$$

**Ecuación 15**

Sustituyendo  $W_a = 0.622 \frac{p_a}{P-p_a} \cong 0.00083 p_a$  en la Ecuación 15

Donde

$p_a$  = La presión parcial del vapor de agua en el aire inspirado (aire ambiente) (mmHg)

$P$  = 760 mmHg (presión barométrica a nivel del mar)

Sustituyendo la expresión para  $\dot{V}$  y  $W_{ex} - W_a$  en la Ecuación 13, se obtiene la siguiente ecuación para la pérdida de calor por respiración latente.

$$E_{re} = 0.0023 M (44 - p_a) \text{ (kcal/hr)}$$

**Ecuación 16**

#### **5.2.1.4 Pérdida de calor por respiración seca**

La pérdida de calor del cuerpo debido a la diferencia de temperatura entre el aire expirado y el inspirado puede expresarse mediante:

$$L = \dot{V} c_p (t_{ex} - t_a) = 0.0014 M (t_{ex} - t_a) \text{ (kcal/hr)}$$

**Ecuación 17**

Donde  $c_p = 0.24 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C}$ , i.e. El calor específico del aire seco a presión constante.

Para mayor precisión (McCutchan y Taylor, 1951) han derivado la siguiente ecuación:

$$t_{ex} = 32.6 + 0.066 t_a + 32 W_a \text{ (}^\circ\text{C)}$$

**Ecuación 18**



La pérdida de calor por respiración seca se puede escribir de la siguiente forma, utilizando una temperatura promedio constante de 34°C:

$$L = 0.0014 M (34 - t_a) \quad (\text{kcal/hr})$$

**Ecuación 19**

### **Conducción de calor a través de la ropa**

La transferencia de calor estudiada en esta parte es complicada, debido a que involucra muchas de las formas de transferencia de calor (Convección interna, radiación, etc.), por lo que, (Gagge, Burton, y Bazett, 1941) introdujeron la siguiente expresión, para la resistencia térmica total desde la piel hasta la superficie externa del cuerpo vestido:

$$I_{cl} = \frac{R_{cl}}{0.18} \quad (\text{clo})$$

**Ecuación 20**

Donde  $R_{cl}$  = La resistencia total a la transferencia de calor desde la piel hasta la superficie externa del cuerpo vestido ( $\text{m}^2\text{hr}^\circ\text{C/kcal}$ ).

Este término es mundialmente aceptado, aunque en Inglaterra se suele utilizar tog, donde la equivalencia en clo es la siguiente:

$$1 \text{ tog} = 0.100^\circ \frac{\text{Cm}^2}{\text{W}} = 0.116^\circ \text{Cm}^2\text{hr}/\text{kcal} = 0.645 \text{ clo}$$

La transferencia de calor seco de la piel a la superficie externa del cuerpo vestido, puede expresarse como (Fanger, 1972):

$$K = A_{Du} \left( \frac{t_s - t_{cl}}{0.18 I_{cl}} \right) \quad (\text{kcal/hr})$$

**Ecuación 21**

### 5.2.1.5 Pérdida de calor por radiación

La pérdida de calor por radiación, se da en el intercambio de calor entre el cuerpo de las personas y sus alrededores, por consiguiente, en la superficie externa del cuerpo vestido, puede describirse por la ley de Stefan-Boltzmann.

$$R = A_{eff}\epsilon\sigma[(t_{cl} + 273)^4 - (t_{mrt} + 273)^4] \quad (\text{kcal/hr})$$

**Ecuación 22**

Donde

$A_{eff}$  = El área efectiva de radiación del cuerpo vestido ( $\text{m}^2$ )

$\epsilon$  = la emisividad de la superficie externa del cuerpo vestido

$\sigma$  = la constante Stefan-Boltzmann:  $4.96 \cdot 10^{-8}$  ( $\text{kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{K}^4$ )

$t_{mrt}$  = la temperatura radiante media  $^\circ\text{C}$ .

La temperatura media radiante, en relación con una persona dada colocada en un punto dado con una posición corporal dada y una ropa dada, se define como la temperatura uniforme de un recinto negro que resultaría en la misma pérdida de calor por la radiación de la persona que el recinto real en estudio (Fanger, 1972, p. 34).

Debido a que las irregularidades de los contornos, por lo que la geometría del cuerpo se dificulta, para calcular el intercambio de radiación entre el cuerpo y sus alrededores ya que el cuerpo humano no es totalmente convexo, por ende se toma una área reducida, que es el área de radiación efectiva.

$$A_{eff} = f_{eff}f_{cl}A_{Du} \quad (\text{m}^2)$$

**Ecuación 23**

Donde

$f_{eff}$  = el factor del área de radiación efectiva, es decir, la relación del área de radiación efectiva del cuerpo vestido al área de superficie del cuerpo vestido

$f_{cl}$  = La relación entre el área de superficie del cuerpo vestido y el área de superficie del cuerpo desnudo.

$A_{Du}$  = Área de DuBois (el área de superficie del cuerpo desnudo ( $m^2$ ))

Sustituyendo para  $\varepsilon$ ,  $\sigma$  y  $A_{eff}$  en la ecuación 22, se obtiene:

$$R = 3.4 * 10^{-8} A_{Du} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_{mrt} + 273)^4] \quad (\text{kcal/hr})$$

#### **Ecuación 24**

El campo radiante efectivo se define como el intercambio de calor por radiación (por unidad de superficie corporal) objeto en forma de hombre con una hipotética entre el ambiente y una temperatura de la superficie radiante del cuerpo negro igual a la temperatura del aire ambiente. En otras palabras, ERF expresa la contribución de energía radiante (más o menos) a la persona, además de ese caso donde la temperatura radiante media es igual a la temperatura del aire (Fanger, 1972, p. 35).

#### **5.2.1.6 Pérdidas de calor por convección**

La pérdida de calor por convección desde la superficie exterior del cuerpo vestido se puede expresar mediante la siguiente ecuación:

$$C = A_{Du} f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \quad (\text{kcal/hr})$$

#### **Ecuación 25**

Para la convección libre, en un estudio realizado por (Nielsen y Pedersen, 1952) “encontró que la siguiente fórmula era aplicable tanto para las posiciones de pie como sentadas, proporciona un excelente acuerdo entre el sujeto y las pruebas de maniquí”:

$$h_c = 2.05(t_{cl} - t_a)^{0.25} \quad (\text{kcal/hr m}^2\text{°C})$$

**Ecuación 26**

La ecuación anterior, está de acuerdo con las ecuaciones normales de convección libre con capa limite laminar (Genhart, 1961).

$$Nu = \text{Const.} (Gr Pr)^{0.25} \quad (\text{kcal/hr m}^2 \text{°C})$$

**Ecuación 27**

Para la convección forzada, (Winslow, Gagge, y Herrington, 1939) investigaron el coeficiente de transferencia de calor convectivo para individuos en una posición semireclinada con la velocidad principalmente hacia abajo.

$$h_c = 10.4 * \sqrt{v} \quad (\text{kcal/hr m}^2 \text{°C})$$

**Ecuación 28**

Para  $v < 2.6$  m/s

$$Nu = \text{Const.} Re^m Pr^n$$

**Ecuación 29**

Donde, m para Re en el intervalo tratado, toma valores cercanos a 0.5 y  $Pr^n$  puede asumirse como  $(0.71)^{0.33}$

Se debe decidir, los controles de los casos particulares de convección libre y forzada, sin embargo, al no tener una fórmula de transición entre estas, se sugiere, una regla común para la determinación de la transferencia de calor convectiva en la zona de transición, descrita en la siguiente ecuación

$$h_c = \begin{cases} 2.05(t_{cl} - t_a)^{0.25} & \text{para } 2.05(t_{cl} - t_a)^{0.25} > 10.4\sqrt{v} \\ 10.4\sqrt{v} & \text{para } 2.05(t_{cl} - t_a)^{0.25} < 10.4\sqrt{v} \end{cases}$$

**Ecuación 30**

Esta desigualdad significa que se empleara la fórmula de convección libre para  $v < 0.10$  m/s y la convección forzada para el segundo caso. Aclarando que esta ecuación, solo puede ser aplicable en presiones barométricas normales al nivel del mar.

### 5.2.1.7 Ecuación de balance de calor

Sustituyendo, todas las pérdidas de calor en la Ecuación 5 y dividiéndola por  $A_{Du}$ , se obtiene:

$$\begin{aligned} \frac{M}{A_{Du}} (1 - \eta) - 0.35[1.92t_s - 25.3 - p_a] - \frac{E_{sw}}{E_{Du}} - 0.0023 \frac{M}{A_{Du}} (44 - p_a) \\ - 0.0014 \frac{M}{A_{Du}} (34 - t_a) = \frac{t_s - t_{cl}}{0.18I_{cl}} \\ = 3.4 - 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_{mrt} + 273)^4] + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \end{aligned}$$

**Ecuación 31**

### Condiciones para el Confort Térmico

Para que se dé el confort térmico es indispensable que la ecuación de balance de calor se satisfaga, teniendo en cuenta que para un nivel de actividad la temperatura de la piel y la secreción de sudor conforman las variables del sistema de termorregulación de una persona y son las únicas variables fisiológicas que en influyen en el balance de calor.

Por lo que, para un análisis de regresión de los datos para personas en confort térmico, la dependencia entre el nivel de actividad y estas dos variables:

$$\overline{t_s} = 35.7 - 0.032 \frac{H}{A_{Du}} \quad (^\circ\text{C})$$

**Ecuación 32**

$$\overline{E_{sw}} = 0.42 A_{Du} \left( \frac{H}{A_{Du}} - 50 \right) \quad (\text{kcal/hr})$$

**Ecuación 33**

Estas ecuaciones son propuestas como la segunda y la tercera condición para el confort térmico óptimo.

### 5.2.2 Ecuación de confort

Se sustituye las ecuaciones 32 y 33, respectivamente, en la ecuación del doble balance de calor Ecuación 31:

$$\begin{aligned}
& \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - 0.35 \left[ 43 - 0.061 \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - p_a \right] - 0.42 \left[ \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - 50 \right] \\
& - 0.0023 \frac{M}{A_{Du}}(44 - p_a) - 0.0014 \frac{M}{A_{Du}}(34 - t_a) \\
& = \frac{35.7 - 0.032 \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - t_{cl}}{0.18 I_{cl}} \\
& = 3.4 * 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_{mrt} + 273)^4] + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a)
\end{aligned}$$

**Ecuación 34**

Resolviendo la parte izquierda de la doble ecuación da la siguiente expresión:

$$\begin{aligned}
t_{cl} = 35.7 - 0.032 \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - 0.18 I_{cl} \left[ \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - 0.35 \left[ 43 - 0.061 \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - p_a \right] - 0.42 \left[ \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - 50 \right] - 0.0023 \frac{M}{A_{Du}}(44 - p_a) - 0.0014 \frac{M}{A_{Du}}(34 - t_a) \right] \\
(^{\circ}\text{C})
\end{aligned}$$

**Ecuación 35**

Resolviendo la igualdad para las dos partes de la ecuación:

$$\begin{aligned}
& \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - 0.35 \left[ 43 - 0.061 \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - p_a \right] - 0.42 \left[ \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - 50 \right] \\
& - 0.0023 \frac{M}{A_{Du}}(44 - p_a) - 0.0014 \frac{M}{A_{Du}}(34 - t_a) \\
& = 3.4 * 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_{mrt} + 273)^4] + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a)
\end{aligned}$$

**Ecuación 36**

Finalmente, se obtiene la ecuación general del confort deseado, la cual significa que satisface las condiciones básicas del confort térmico.

### 5.3 EVALUACIÓN PRÁCTICA DE AMBIENTES TÉRMICOS

En este apartado, se determinará por medio de 2 de las 4 variables ambientales, el grado de aceptación de un grupo de personas con respecto a las condiciones térmicas de un ambiente dado.

### 5.3.1 PMV (*Predicted Mean Vote*)

La ecuación de confort térmico óptimo no es del todo adecuada para determinar la sensación térmica en los individuos en un clima no óptimo. Con esto, se obtiene un índice que hace posible la predicción de la sensación térmica.

Como medida de la sensación térmica, se utiliza la escala ASHRAE psicofísica de 7 puntos, tal como se presenta en la Tabla 1:

**Tabla 1.**

*Escala ASHRAE de sensación térmica*

-3	-2	-1	0	1	2	3
Frío	Fresco	Fresco ligero	Neutro	Ligera Calidez	Cálido	Caliente

Nota. Adaptado de *Thermal Comfort* (p. 110), por P. O. Fanger, 1972, M. Company.

Supondremos que en un pequeño intervalo de tiempo que la sensación térmica en un nivel de actividad dado, es una función de la carga térmica del cuerpo  $L$ , conocida como la diferencia entre la generación del calor interno y la pérdida del calor en el entorno real. Para una persona que se mantiene hipotéticamente en los valores de confort de la temperatura media de la piel y la secreción de sudor en el nivel de actividad real (Fanger, 1972, p. 111).

Entonces, la carga térmica se puede expresar de la siguiente manera:

$$L = \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - 0.35 \left[ 43 - 0.061 \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - p_a \right] - 0.42 \left[ \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - 50 \right] \\ - 0.0023 \frac{M}{A_{Du}}(44 - p_a) - 0.0014 \frac{M}{A_{Du}}(34 - t_a) - 3.4 \\ * 10^{-8} f_{cl}[(t_{cl} + 273)^4 - (t_{mrt} + 273)^4] + f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a)$$

**Ecuación 37**

Donde  $t_{cl}$  se encuentra en la siguiente ecuación:

$$t_{cl} = 35.7 - 0.032 \frac{M}{A_{Du}} (1 - \eta) - 0.18 I_{cl} [3.4 \\ * 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_{mrt} + 273)^4] + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a)]$$

**Ecuación 38**

Donde  $h_c$  se encuentra determinada en la Ecuación 30.

Cuando la carga térmica es igual a cero quiere decir que se encuentra en un estado de confort, por lo que puede ser legítimo expresarla matemáticamente de la siguiente manera.

$$Y = f\left(L, \frac{H}{A_{Du}}\right)$$

**Ecuación 39**

Donde la sensación térmica es expresada por el voto medio y en la escala anteriormente mencionada, por lo cual, para la validación de esta ecuación, se requiere de un número considerable de personas participantes del estudio térmico.

En ese sentido, se puede determinar para cada nivel de actividad (sedentario, bajo, medio, alto), la relación entre la temperatura del aire y la carga térmica, adicionalmente, con otras ecuaciones involucradas, se puede establecer la relación del voto medio con la carga térmica, por lo que, la variación de la carga térmica con respecto al voto medio ( $\frac{\delta Y}{\delta L}$ ), puede ser determinado gráficamente para un  $Y=0$ , dado que se especifica la relación alrededor del punto neutral, el cual es de interés.

La ecuación para la curva es:

$$\frac{\delta Y}{\delta L} = 0.352 e^{-0.042(M/A_{Du})} + 0.032 \quad (\text{m}^2\text{hr/kcal})$$

**Ecuación 40**

Por la integración, se puede obtener que:



$$Y = \left( 0.352e^{-0.042\left(\frac{M}{A_{Du}}\right)} + 0.032 \right) L$$

**Ecuación 41**

Desde  $Y=0$  para  $L=0$ .

Por lo que se reemplaza  $L$  en la Ecuación 41, y de esta manera se obtiene PMV (Predicted Mean Vote) y se obtiene la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} PMV = & \left( 0.352e^{-0.042\left(\frac{M}{A_{Du}}\right)} + 0.032 \right) \left[ \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) \right. \\ & - 0.35 \left[ 43 - 0.061 \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - p_a \right] - 0.42 \left[ \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - 50 \right] \\ & - 0.0023 \frac{M}{A_{Du}}(44 - p_a) - 0.0014 \frac{M}{A_{Du}}(34 - t_a) - 3.4 \\ & \left. * 10^{-8} f_{cl}[(t_{cl} + 273)^4 - (t_{mrt} + 273)^4] + f_{cl} h_c(t_{cl} - t_a) \right] \end{aligned}$$

**Ecuación 42**

Donde  $t_{cl}$  se determina por la ecuación:

$$\begin{aligned} t_{cl} = & 35.7 - 0.032 \frac{M}{A_{Du}}(1 - \eta) - 0.18 I_{cl} [3.4 \\ & * 10^{-8} f_{cl}[(t_{cl} + 273)^4 - (t_{mrt} + 273)^4] + f_{cl} h_c(t_{cl} - t_a)] \end{aligned}$$

Y  $h_c$  por la siguiente:

$$h_c = \begin{cases} 2.05(t_{cl} - t_a)^{0.25} & \text{para } 2.05(t_{cl} - t_a)^{0.25} > 10.4\sqrt{v} \\ 10.4\sqrt{v} & \text{para } 2.05(t_{cl} - t_a)^{0.25} < 10.4\sqrt{v} \end{cases}$$

### 5.3.2 PPD (*Predicted Percentage of Dissatisfied*)

Se considera que es más factible encontrar personas insatisfechas que aquellas que se encuentran satisfechas bajo unas mismas condiciones ambientales, por lo tanto, se considera más importante el porcentaje de personas insatisfechas (Se puede considerar insatisfechos a aquellas personas que votan -3, -2 o +2, +3), ya que esto puede ser interpretado por cualquier ingeniero o laico.

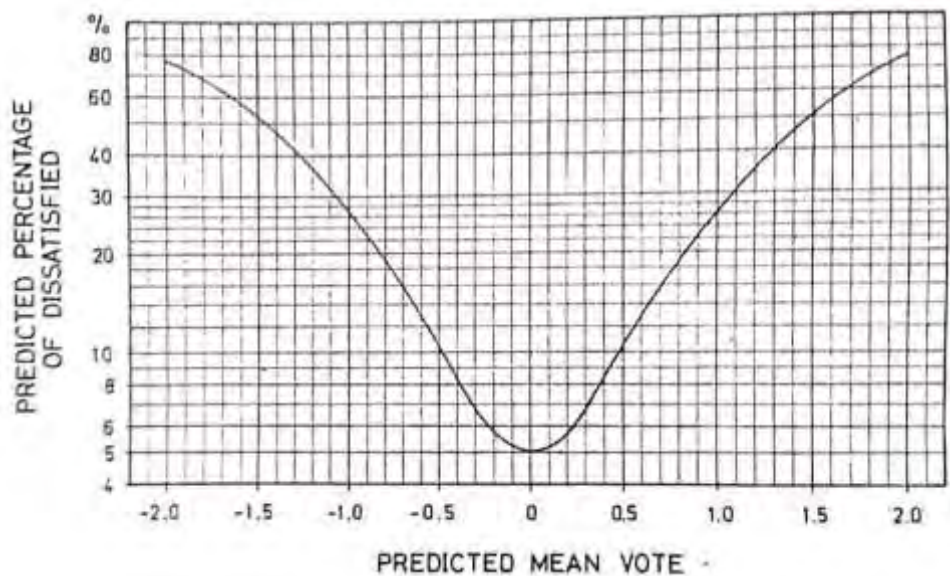
Por medio de estudios brindados por Chrenko y Wyon en (Chrenko, 1955; Wyon, Lidwell, y Williams, 1968) las proporciones de insatisfecho por frío y calor fueron graficados con la temperatura ambiente dando una relación de línea recta, las cuales se cruzan en el punto de 25.6 °C siendo este el valor óptimo arrojado por la ecuación del confort. Luego, estas líneas fueron suavizadas por medio de una regresión lineal hasta conseguir una curva simétrica como se ilustra en la Figura 1. Igualmente se observa que el PPD incrementa conforme al PMV se aleja de 0.

Dado el caso de obtener un ambiente confortable con condiciones iguales, tanto en el ambiente como en la vestimenta, es prácticamente imposible observar un porcentaje inferior al 5% del PPD de la población estudiada.

Lo que resulta satisfactorio para una persona, no necesariamente es satisfactorio para un grupo de personas, por lo que, se permite unos ciertos límites prácticos para las desviaciones, es decir, que el voto medio de PPD debe estar entre -0.35 y +0.35, este límite puede considerarse como una condición meteorológica de diseño.

### Figura 1.

*Gráfica del PPD en función del PMV.*



Nota. Adaptado de *Thermal Comfort* (p. 131), por P. O. Fanger, 1972, M. Company.

## 5.4 SIMULACIÓN COMPUTACIONAL

Para simular el flujo, básicamente se tienen tres alternativas: Simulación Numérica Directa (*Direct Numerical Simulation*, DNS); Simulación de Grandes Escalas (*Large Eddy Simulation*, LES); y Ecuaciones Promediadas o Modelos de Turbulencia (*Reynolds Average Navier-Stokes Equations*, RANS), las cuales se describen brevemente a continuación.

La DNS consiste en discretizar directamente las ecuaciones instantáneas que gobiernan el movimiento del flujo, válidas tanto para flujo laminar como para flujo turbulento, y resolverlas numéricamente. La discretización resuelve todas las escalas espaciales y temporales de las variables del flujo, por tanto, no requiere de ningún modelo adicional. En un flujo turbulento no reactivo para capturar todas las escalas, el número de puntos de la discretización es función prácticamente del Número de Reynolds elevado al cubo, por lo que la DNS, generalmente se limita a flujos con Reynolds bajos y configuraciones sencillas.

La técnica de LES resuelve las ecuaciones instantáneas para las escalas de mayor tamaño que son más efectivas en el transporte de propiedades en comparación con las escalas menores que son más débiles y de menor capacidad de transporte. Las pequeñas escalas son filtradas y el efecto sobre el movimiento de las grandes escalas es modelado. Aunque esta técnica es menos exigente que la DNS, requiere de medios de computación considerables debido a que los tiempos de cálculo son exigentes por ser siempre un cálculo tridimensional y temporal.

La simulación con RANS, extensamente utilizada en casos prácticos de interés industrial, tiene una aproximación estadística para que el análisis de la turbulencia sea estacionario, es decir, que sus propiedades no cambien con el tiempo y son determinadas por condiciones de frontera. Esta técnica consiste en promediar todas las escalas espaciales y temporales de las fluctuaciones turbulentas, así como resolver las ecuaciones de transporte en términos de variables medias del sistema. Las ecuaciones no son cerradas y por consecuencia, se requieren modelos adicionales (modelos de turbulencia) para cerrar el sistema. La alternativa RANS es de menor exigencia computacional en comparación con DNS y LES.

Aun con la alternativa RANS, los casos de interés práctico tienen escalas industriales, que junto con una geometría compleja, van a hacer que se requiera de un número grande de nodos en la malla que discretiza el sistema, que tendrá como consecuencia un tiempo de cálculo elevado si se procesa con un equipo de cómputo que trabaja en modo secuencial. También, en estos últimos años se han estado desarrollando algoritmos que permiten hacer operaciones de cálculo con equipos

de cómputo que trabajan en paralelo; es decir, las operaciones a realizar son divididas entre cada uno de los componentes del sistema de cómputo, que tiene como resultado menor tiempo de procesamiento, (Rodríguez y Vázquez, 2008).

### 5.4.1 Ecuaciones de movimiento

La ecuación de la continuidad y la ecuación de Navier-Stokes, son las ecuaciones de movimiento utilizadas para “un flujo laminar estacionario de un fluido viscoso, newtoniano, incompresible ( $\rho$  y  $\nu$  son constantes) y sin efectos de superficie libre” (Cengel y Cimbala, 2012, p. 854).

La ecuación de continuidad, es una ecuación de conservación de masa y escalar.

$$\vec{\nabla} * \vec{V} = 0$$

#### Ecuación 43

La ecuación de Navier-Stokes, es una ecuación de transporte y expresada en notación vectorial que indica la cantidad de movimiento lineal en el dominio computacional, al no existir efectos de superficie libre se puede eliminar la gravedad, ya que permite el uso de la presión modificada  $P'$ .

$$(\vec{\nabla} * \vec{V})\vec{V} = -\frac{1}{\rho}\vec{\nabla}P' + \nu\nabla^2\vec{V}$$

#### Ecuación 44

“Para el flujo tridimensional en coordenadas cartesianas son cuatro ecuaciones diferenciales acopladas para cuatro incógnitas  $u$ ,  $v$ ,  $w$  y  $P'$ ” (Cengel y Cimbala, 2012, p. 855) como se observa en la Tabla 2.

Estas ecuaciones deben ser modificadas en caso de que se utilice un flujo compresible, si se trata de flujo líquido se puede tratar como incompresible y en el caso de los gases, dependerá que el número de Mach sea lo suficientemente bajo para que se pueda tratar como incompresible.

### 5.4.2 Cálculo de CFD para flujo turbulento

“Cuando se usa un modelo de turbulencia, la ecuación de Navier-Stokes (Ecuación 44) se reemplaza por lo que se llama ecuación de Navier-Stokes de número de Reynolds promedio (NSRP, *Reynold-averaged Navier Stokes*, RANS por sus siglas en inglés)” (Cengel y Cimbala, 2012, p. 878). A continuación se puede observar la ecuación de NSRP de flujo estacionario:

$$(\vec{\nabla} * \vec{V})\vec{V} = -\frac{1}{\rho}\vec{\nabla}P' + \nu\nabla^2\vec{V} + \vec{\nabla} * (\tau_{ij,turbulento})$$

#### Ecuación 45

El termino  $\tau_{ij,turbulento}$  es debido a las fluctuaciones turbulentas, dicho termino es un tensor conocido como tensor de esfuerzo específico de Reynolds, siendo expresado en coordenadas cartesianas en la Ecuación 46.

$$\tau_{ij,turbulento} = -\begin{pmatrix} \overline{u'^2} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'^2} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'^2} \end{pmatrix}$$

#### Ecuación 46

Donde la barra superior indica el promedio en tiempo del producto de dos componentes de velocidad fluctuantes y los apóstrofes denotan componentes de velocidad fluctuantes. Puesto que el esfuerzo de Reynolds es simétrico, se introducen al problema seis incógnitas más. Estas nuevas incógnitas se modelan de varias maneras mediante modelos de turbulencia (Cengel y Cimbala, 2012, p. 878).

**Tabla 2.***Ecuaciones diferenciales acopladas para 4 incógnitas en flujo tridimensional.*

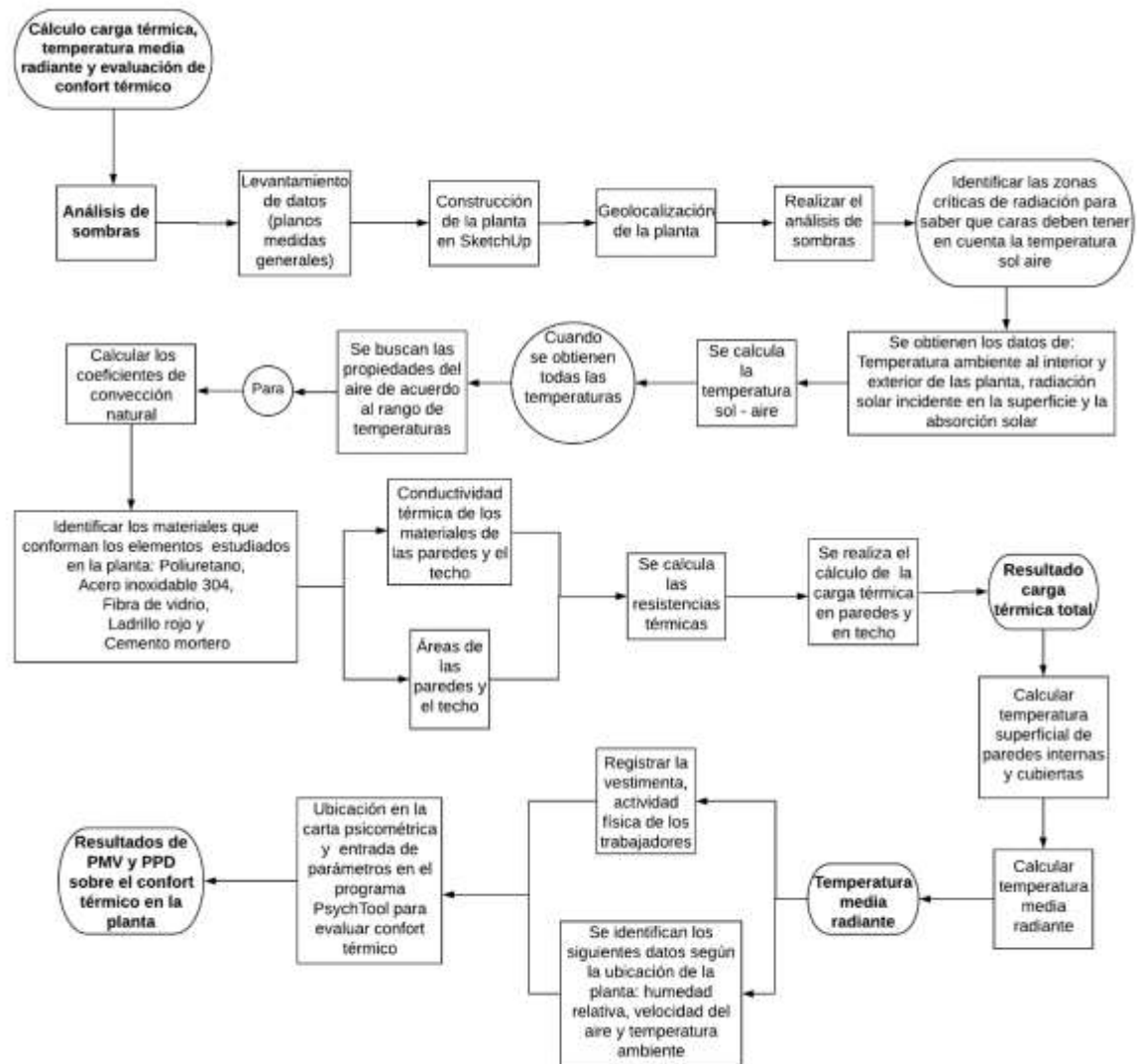
Continuidad	$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$
Cantidad de movimiento en x	$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P'}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$
Cantidad de movimiento en y	$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P'}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$
Cantidad de movimiento en z	$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P'}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)$

Nota. *Adaptado de Mecanica de fluidos fundamentos y aplicaciones* (p. 855), por Y. A. Cengel y A. J. Cimbala 2012, Mexico DF: McGraw-Hill.

## 6. CARGA TÉRMICA, TEMPERATURA MEDIA RADIANTE Y EVALUACIÓN DE CONFORT TÉRMICO

En este capítulo se busca determinar la carga térmica, la temperatura media radiante y la evaluación del confort térmico del área de producción de la compañía, con el fin de establecer las condiciones de confort de la planta, para proponer posibles soluciones a la problemática presentada. Para lograr lo planteado, primero se desarrolla el análisis de sombras de la empresa, con el fin de determinar las zonas críticas de radiación, esta actividad se efectúa por medio del levantamiento de datos, como son los planos generales de la empresa, a fin de construir el modelo de la planta en el programa de diseño *SketchUp*, además de geolocalizar el modelo 3D con el propósito de realizar el análisis de sombras con mayor precisión en el transcurso del año. Posteriormente, se procede a determinar la carga térmica de cada superficie, estableciendo algunos datos que son importantes en la obtención de los coeficientes de convección y las resistencias térmicas, tales como la temperatura ambiente tanto del interior como exterior de la planta y la temperatura sol-aire; con estas temperaturas se determinan las temperaturas de película para hallar las propiedades del aire (Prandtl, viscosidad cinemática y conductividad térmica) encontradas en la tabla A-15 de (Cengel y Ghajar, 2011, p. 884), calculando así los números de Rayleigh y Nusselt de acuerdo a las ecuaciones planteadas en (Cengel y Ghajar, 2011, p. 527), se determinan entonces los coeficientes de convección natural internos y externos, además, se calculan las resistencias térmicas por convección y conducción en las caras estudiadas, con respecto a las resistencias por conducción se buscó las propiedades de los materiales (ladrillo rojo, cemento mortero, fibra de vidrio, acero inoxidable, poliuretano); con lo anterior se calcula la carga térmica de cada superficie y siendo la suma de estas la carga térmica total, seguidamente se establecen las temperaturas de superficies, donde son requeridos los datos de coeficiente de convección interna, la carga térmica, el área de la superficie y la temperatura ambiente. Luego se promedian las temperaturas superficiales, lo que arrojaría la temperatura media radiante, después se introduce en la ecuación del PMV (Ecuación 42), al igual que los demás parámetros requeridos de acuerdo al estudio de Fanger (velocidad del aire, tasa de actividad, vestimenta, humedad relativa y temperatura ambiente), con el fin de realizar la respectiva evaluación del confort térmico actual del área de producción. En la Figura 2, se encuentra una síntesis de la metodología utilizada para el desarrollo de este segmento.

**Figura 2.**  
Metodología para el cálculo de la carga térmica y evaluación del confort térmico.



## 6.1 ANÁLISIS DE SOMBRAS

Para el análisis de sombras, se requirió el plano general de la empresa, con el cual se obtuvo las principales medidas de la planta de producción, con el objetivo de construir el modelo del edificio de la compañía en el programa *SketchUp*, como se plasma en la Figura 3.



**Figura 3.**

*Modelo de la empresa.*



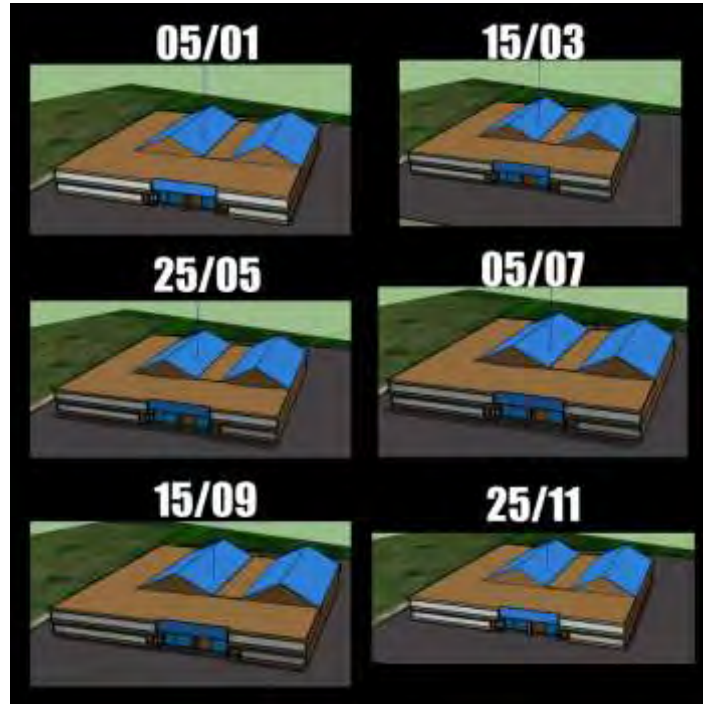
Una vez terminado el modelo 3D, se prosigue a desarrollar un análisis de sombras en el mismo programa y para dicho análisis fue necesario utilizar el UTC (tiempo universal coordinado) de Colombia que es el UTC-5; esto de acuerdo a establecer la estimación del ángulo de incidencia de la radiación solar a la cual se ve expuesta el espacio, lográndolo así por medio de la franja horaria. También, se geolocaliza el modelo en su ubicación real, a través de la herramienta de mapas, que Google brinda a *SketchUp*, para una mayor precisión en el estudio con respecto a la trayectoria del sol.

El análisis de sombras, se realizó en un rango de tiempo de 6:22-18:17 en los 12 meses del año. Con el estudio se observa que los techos de la edificación son expuestos a la radiación solar directa en la mayoría de las horas en estudio, especialmente entre las 11:00-15:00 horas en los diferentes meses del año, con una cierta variación en el nivel de intensidad, dependiendo de la época del año (verano o invierno).

Acorde a esto, se determinó establecer las condiciones de radiación solar para esta franja horaria, ya que en esta se registran las temperaturas más altas en el transcurso del año, por ello el estudio de la carga térmica, se realiza bajo las condiciones ambientales a las 12:00 p.m. como se ilustra en la Figura 4.

**Figura 4.**

*Análisis de sombra para las 12:00 p.m. en diferentes fechas del año.*



Por lo tanto, se puede observar en la Figura 4 que el sol del mediodía (12:00 p.m.), infiere en las diferentes épocas del año en la mayor parte del techo de la planta de producción (tejado azul izquierdo), encontrándose en sombra solo la cara triangular posterior.

## **6.2 CARGA TÉRMICA**

Estableciendo la temperatura interna dentro de la planta y la temperatura ambiente de 29 y 33 °C respectivamente, se procedió a determinar la radiación solar incidente en la superficie, por medio del Atlas de Radiación Solar, Ultravioleta y Ozono de Colombia obtenido del IDEAM (Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales) (“Atlas Interactivo - Radiación IDEAM,” n.d.). Se utilizaron las condiciones de Cali como referencia, debido a la cercanía al sitio de estudio, ya que el atlas solo emplea las capitales de los departamentos como puntos de referencia, por lo tanto, para Santiago de Cali, el valor del flujo de calor solar  $\dot{q}_{solar} = 1\,000\text{ W/m}^2$ , teniendo en cuenta que en dicha ciudad se tiene un brillo solar de 5 horas. En (“2.3 Cengel-Heating and Cooling of Buildings | Ventilation (Architecture) | Heat Transfer,” n.d.) Se estableció que “para calcular la temperatura sol-aire, se toma el valor recomendado por la ASHRAE para el coeficiente de transferencia de

calor externo por convección y radiación combinado de un edificio para verano  $h_o = 22.7 \text{ W/m}^2\text{°C}$ . Y una absorción solar  $\alpha_s = 0.73$  para las superficies de construcción oscuras.

Definidos estos valores, se procedió a calcular la temperatura sol aire, con la Ecuación 47:

$$T_{sol\ aire} = T_{amb} + \frac{\alpha_s \dot{q}_{solar}}{h_o} = 65.158 \text{ °C}$$

**Ecuación 47**

### 6.2.1 Coeficientes de transferencia de calor por convección natural

Con las temperaturas descritas anteriormente, se prosigue a calcular los coeficientes de transferencia de calor, tanto internos y externos, para esto se supuso las temperaturas de películas para determinar las propiedades del aire (Prandtl, viscosidad cinemática y la conductividad térmica). Una vez se obtiene las propiedades del aire, se calcula el número de Rayleigh para luego obtener el número de Nusselt, este procedimiento es igual en la determinación de los coeficientes de transferencia de calor en cada una de las superficies estudiadas de acuerdo a las temperaturas de película establecidas.

Por lo tanto, se deduce una temperatura de película 333.0792 K y 310 K para las superficies externas e internas con radiación solar del techo respectivamente en la hora de estudio, determinando así un coeficiente de transferencia de calor por convección natural externo de  $h_{o_{rad}} = 2.3384 \text{ W/m}^2\text{°C}$  y un coeficiente de transferencia de calor por convección natural interno de  $h_{i_{rad}} = 2.8409 \text{ W/m}^2\text{°C}$ .

Para la sección del techo en sombra, se consideran la temperatura interna y la temperatura ambiente de la localidad, con el propósito de inferir las temperaturas de película externa de 305 K e interna de 303 K, con esto se obtuvo los coeficientes de transferencia de calor por convección natural externo e interno, los cuales son  $h_{o_{sombra}} = 1.2862 \text{ W/m}^2\text{°C}$  y  $h_{i_{sombra}} = 1.2918 \text{ W/m}^2\text{°C}$ .

Con respecto a las paredes internas de la zona de producción, se consideran las temperaturas de película como: 305.5 K para la externa y 302 K para la interna; con las cuales se determina dichas paredes como placas verticales y se obtienen los coeficientes de transferencia de calor externo e interno de  $h_o = 1.1572 \text{ W/m}^2\text{°C}$  y  $h_i = 1.1669 \text{ W/m}^2\text{°C}$

### 6.2.2 Resistencias térmicas

Se tiene en cuenta la transferencia de calor por conducción y convección al momento de establecer la serie de resistencias correspondiente a cada una de las superficies estudiadas. Es decir la resistencia de un elemento será la suma de las resistencias por convección (Ecuación 48) y por conducción (Ecuación 49) según los materiales de los cuales está compuesto dicho elemento. La resistencia total de un sólido es la sumatoria de las resistencias de los elementos que lo constituyen. La unidad es °C/W.

Para las resistencias por convección se considera los coeficientes de transferencia de calor por convección ( $h$ ) y el área superficial ( $A_s$ ):

$$R_{conv} = \frac{1}{hA_s}$$

**Ecuación 48**

En cambio, para las resistencias por conducción para una pared plana se halla por medio del espesor ( $L$ ), la conductividad térmica del material ( $k$ ) y el área superficial ( $A_s$ ):

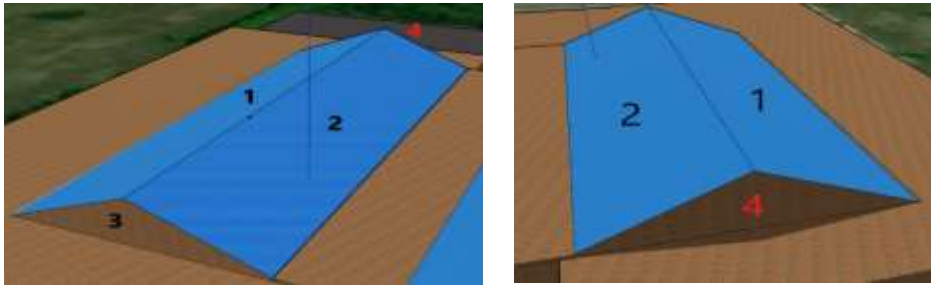
$$R_{cond} = \frac{L}{kA_s}$$

**Ecuación 49**

Con el propósito de determinar las resistencias térmicas, se enumeró los componentes del techo (Figura 5) donde las caras enumeradas como 1, 2, 3 están expuestas a la radiación solar y la 4 se encuentra en sombra.

**Figura 5.**

*Componentes del techo del area de producción.*



Las condiciones de los componentes 1 y 2 poseen similitudes tanto del área superficial cuyo valor es 731.1505 m<sup>2</sup>, denominado con  $A_1$ , como de los materiales compuestos, igualmente en las condiciones ambientales; sin embargo, para las componentes 3 y 4 solo se asemejan el área, la cual es 70.05 m<sup>2</sup>, catalogada como  $A_3$  y el material. Con respecto a la conductividad térmica de los materiales se encuentran en la Tabla 3.

**Tabla 3.**

*Conductividad térmica de los materiales empleados.*

<b>Materiales</b>	<b>Conductividad térmica, k (W/m*K)</b>
Poliuretano	0.023
Acero galvanizado	46.5
Fibra de vidrio	0.036
Ladrillo rojo	0.72
Cemento mortero	1.4

Nota. Estas conductividades térmicas fueron sacadas de las tablas A5 y A6 Adaptado de: Cengel, Y. A., y Ghajar, A. J (2011). Transferencia de calor y masa (4th ed.). McGraw-Hill., Salvo la del acero galvanizado que fue encontrada en Ríos Soto, T. G. (1995). concepción y construcción de un dispositivo para medir la conductividad térmica de materiales para edificaciones (Universidad fde Sonora). Recuperado de <http://www.bidi.uson.mx/TesisIndice.aspx?tesis=7609>

Para el cálculo de la resistencia térmica en los elementos 1 y 2, en la resistencia por convección natural externa se tuvo en cuenta el valor de  $h_{o_{rad}}$ ; el valor de  $h_{i_{rad}}$  para la convección natural interna y el área correspondiente  $A_1$ . Para las resistencias por conducción, el material utilizado es una teja *Glamet Clean* de la empresa

METECNO, compuesta por una lámina superior de acero galvanizado, seguido de una capa de poliuretano y en el lado inferior presenta fibra de vidrio.

Para el elemento 3, la resistencia térmica se obtiene con los coeficientes de transferencia de calor tomados en el elemento 1 y 2, el valor de área de  $A_3$  y la conductividad térmica del material es la del ladrillo rojo.

Para el elemento 4 la resistencia térmica se deduce teniendo en cuenta los coeficientes de transferencia de calor en sombra, tanto interno como externo, y las demás variables se toman igual al elemento 3.

Siendo definidas la red de resistencias térmicas para los componentes del techo, se obtiene la Tabla 3.

**Tabla 4.**

*Resistencias térmicas de las componentes del techo.*

Resistencia	Ecuación	Valor [°C/W]
R1 y R2	$R_{conv,ext,1} + R_{Cond,acero\ galv} + R_{Cond,Poliuretano} + R_{Cond,PRFV} + R_{Conv,int,1}$	0.007116
R3	$R_{conv,ext,3} + R_{cond,ladrillo} + R_{conv,int,3}$	0.015095
R4	$R_{conv,ext,4} + R_{cond,ladrillo} + R_{conv,int,4}$	0.026114

Respecto a las paredes internas, se consideran 4 paredes ( $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$  y  $p_4$ .) con un área de transferencia de calor diferente, como se visualiza en la Tabla 5.

Por consiguiente, para calcular las resistencias térmicas de dichas paredes, se requieren los coeficientes de transferencia de calor externo e interno  $h_o$  y  $h_i$  mencionados en el apartado 7.2.1 para las resistencias por convección. En referencia a las resistencias por conducción, se tiene en cuenta que la composición de materiales para las paredes  $p_1$  y  $p_4$  es de dos capas de mortero y una de ladrillo,

en cambio, las paredes restantes solo constan de una capa de mortero y de ladrillo; dichos esto se obtienen los siguientes resultados expuestos en la Tabla 6.

**Tabla 5.**

*Áreas paredes internas.*

<b>Áreas paredes</b>	$A_{p1}$	$A_{p2}$	$A_{p3}$	$A_{p4}$
<b>m<sup>2</sup></b>	64	96	217.8	435.6

**Tabla 6.**

*Resistencias térmicas de las componentes de las paredes.*

<b>Resistencias</b>	<b>Ecuación</b>	<b>Valor [°C/W]</b>
$R_{p1}$	$R_{conv,int,p1} + 2 * R_{cond,mortero} + R_{cond,ladrillo} + R_{con.ext,p1}$	0.0319
$R_{p2}$	$R_{conv,int,p2} + R_{cond,mortero} + R_{cond,ladrillo} + R_{con.ext,p2}$	0.02104
$R_{p3}$	$R_{conv,int,p3} + R_{cond,mortero} + R_{cond,ladrillo} + R_{con.ext,p3}$	0.009275
$R_{p4}$	$R_{conv,int,p4} + 2 * R_{cond,mortero} + R_{cond,ladrillo} + R_{con.ext,p4}$	0.00468

### 6.2.3 Cálculo de la carga térmica

Se calcula la carga térmica de cada una de las áreas que interfieren en la planta de producción, para esto se necesita de la temperatura ambiente o la temperatura sol – aire, dependiendo de la exposición a la radiación solar, así como la temperatura interna y la resistencia térmica de cada superficie calculado anteriormente, como se observa en la Tabla 7.

**Tabla 7.**

*Carga térmica en el techo y las paredes internas.*

Carga térmica de los componentes del techo		
Carga térmica	Ecuación	Valor [W]
$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$	$\frac{(T_{sol-aire} - T_{int})}{R_1}$	5080.75
$\dot{Q}_3$	$\frac{(T_{sol-aire} - T_{int})}{R_3}$	2395.40
$\dot{Q}_4$	$\frac{(T_{amb} - T_{int})}{R_4}$	153.17



Tabla 7 (Continuación)

Carga térmica de las paredes internas		
$\dot{Q}_{p1}$	$\frac{(T_{amb} - T_{int})}{R_{p1}}$	125.39
$\dot{Q}_{p2}$	$\frac{(T_{amb} - T_{int})}{R_{p2}}$	190.08
$\dot{Q}_{p3}$	$\frac{(T_{amb} - T_{int})}{R_{p3}}$	431.24
$\dot{Q}_{p4}$	$\frac{(T_{amb} - T_{int})}{R_{p4}}$	853.44

La carga térmica total en la planta de producción, se obtiene de la sumatoria de los flujos de calor de cada una de las superficies estudiadas como se observa en la Ecuación 50:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_{p1} + \dot{Q}_{p2} + \dot{Q}_{p3} + \dot{Q}_{p4} = 14310.23 \text{ W}$$

**Ecuación 50**

#### 6.2.4 Contribución por superficies a la carga térmica total

A continuación se busca determinar cuál es la contribución de cada superficie en la carga térmica total, por este motivo se divide la carga térmica de cada una de las superficies sobre la carga térmica total, obteniendo así los porcentajes que representan cada una de las contribuciones de las superficies, para señalar que superficie es la que más carga térmica aporta en la carga térmica total de la planta de producción, como se puede evidenciar en Tabla 8, la cual indica que la superficie que más carga térmica aporta es la del techo con un 88.81%, por tanto, para las posibles futuras soluciones bioclimáticas, las diferentes áreas que componen el techo, deberían ser tomadas en cuenta prioritariamente a la hora de tomar una decisión.

### 6.3 TEMPERATURA MEDIA RADIANTE

La temperatura media radiante incluye todos los efectos del campo radiante al cual está sometido un individuo en un espacio, por lo tanto, es necesario en el cálculo de la temperatura media radiante determinar las temperaturas superficiales internas de cada uno de los componentes de la planta teniendo en cuenta los flujos de calor, coeficientes internos de convección y la temperatura ambiente correspondiente a cada superficie, como se presenta a continuación en la Tabla 9.

**Tabla 8.**

*Porcentajes de cada superficie sobre la carga térmica total.*

Superficies	Porcentaje de la carga térmica total
Techo	88.82 %
Pared 1	0.88 %
Pared 2	1.33 %
Pared 3	3.01 %
Pared 4	5.96 %

Esto con el motivo de establecer la temperatura media radiante (TMR), la cual se define como el promedio de las temperaturas superficiales internas de la planta, para posteriormente evaluar el confort térmico en el lugar por medio del índice establecido por Fanger como PMV. Esta temperatura se determina de la siguiente forma:

$$TMR = \frac{T_{s1} + T_{s2} + T_{s3} + T_{s4} + T_{s,p1} + T_{s,p2} + T_{s,p3} + T_{s,p4} + 22^{\circ}C + T_{int}}{10} \cong 30^{\circ}C$$

**Ecuación 51**

**Tabla 9.**

*Temperaturas superficiales del techo y las paredes.*

<b>Temperaturas superficiales del techo</b>		
<b>Temperaturas</b>	<b>Ecuación</b>	<b>Valor [°C]</b>
$T_{s1} = T_{s2}$	$\dot{Q}_1 * \frac{1}{h_{i_{rad}} A_1} + T_{amb}$	<b>41.04</b>
$T_{s3}$	$\dot{Q}_3 * \frac{1}{h_{i_{rad}} A_3} + T_{amb}$	<b>31.45</b>
$T_{s4}$	$\dot{Q}_4 * \frac{1}{h_{i_{sombra}} A_3} + T_{amb}$	<b>30.69</b>
<b>Temperaturas superficiales de las paredes internas</b>		
$T_{s,p1}$	$\dot{Q}_{p1} * \frac{1}{h_i A_{p1}} + T_{amb}$	<b>30.68</b>
$T_{s,p2}$	$\dot{Q}_{p2} * \frac{1}{h_i A_{p2}} + T_{amb}$	<b>30.70</b>
$T_{s,p3}$	$\dot{Q}_{p3} * \frac{1}{h_i A_{p3}} + T_{amb}$	<b>30.70</b>
$T_{s,p4}$	$\dot{Q}_{p4} * \frac{1}{h_i A_{p4}} + T_{amb}$	<b>30.68</b>

## 6.4 EVALUACIÓN DEL CONFORT TÉRMICO

A continuación, se evalúa el nivel de confort térmico por medio de la Ecuación 42, el cual consiste en que el PMV se encuentre entre valores -1 y 1, esto según los niveles elaborados en (Fanger, 1972) el cual se menciona que el confort se presenta entre dicha zona, ya que no existe como tal un valor que garantice el confort, debido a los diferentes parámetros descritos en la Tabla 10, que hacen parte de esta evaluación de confort térmico; para la obtención de este valor con los datos de la Tabla 10, se determina por medio de una alineación en la carta psicométrica si se encuentra en una zona de confort o en caso tal, permite una descripción de que se puede modificar el espacio térmico para alcanzar la sensación térmica deseada. Otra forma de concluir acerca del confort térmico de un espacio es por medio del PPD, cuyo valor para su aprobación debe estar cerca al 5%, representando el porcentaje de personas insatisfechas permisible con respecto al ambiente térmico.

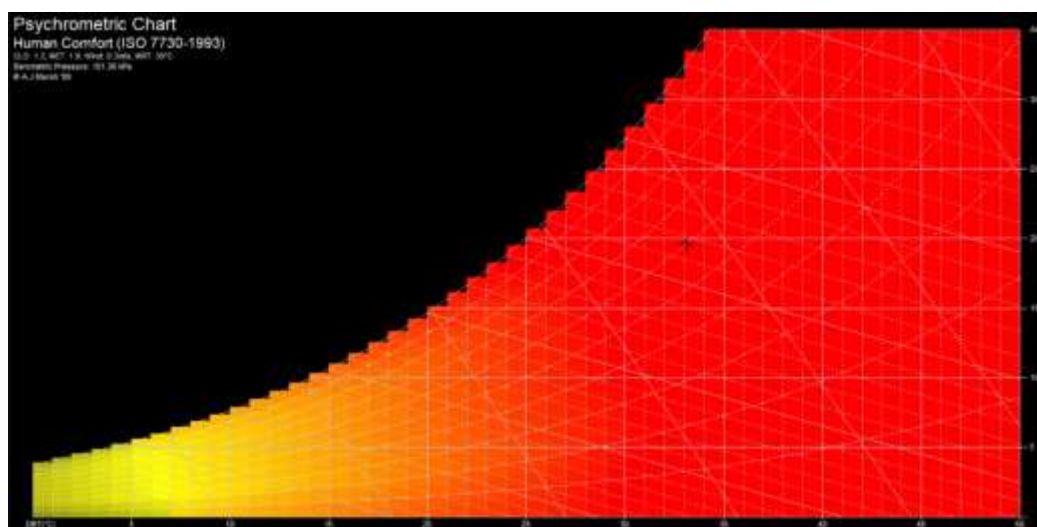
Para resolver la ecuación y facilitar el cálculo de esta se empleó la herramienta Psychtool, la cual es un software libre que permite la resolución de los cálculos con una alta confiabilidad, en donde se obtiene un valor de PMV de 2.5, que según los puntos establecidos por (Fanger, 1972), se encuentra en una sensación térmica entre cálido y caliente, en ese sentido lo anterior significa que las personas en la compañía presentan disconfort térmico por calor y un PPD de 94%, lo que representa un alto porcentaje de personas insatisfechas con el ambiente ya que este valor debería estar en un valor cercano al 5%. Otra forma de visualizar estos resultados es por medio de la carta psicométrica en la Figura 6 que al ubicar un punto en ella con la temperatura ambiente y la humedad se aprecia su ubicación en una zona roja, es decir, una región crítica por calor.

**Tabla 10.**  
*Parámetros PMV y PPD.*

Parámetros	Valores
Temperatura media radiante	30 °C
Velocidad del aire	0.3 m/s (apenas notable)
Tasa de actividad	1.9 (Media)
Vestimenta	1.3
Humedad	60%
Temperatura ambiente	33 °C

**Figura 6.**

*Datos térmicos, carta psicométrica y evaluación del confort.*



Nota. Generado en el programa Pshychtool Carta Psicométrica.

## 7. SIMULACIÓN COMPUTACIONAL

Para realizar la simulación computacional de las condiciones térmicas y de ventilación de la planta de producción, se plantea la siguiente metodología en la Figura 7. Primero, se construye la geometría en SolidWorks a través de los datos otorgados por la empresa, luego se lee la geometría en un estudio en Ansys en el código Fluid Flow (Fluent), después se configura la malla denominando en un principio las superficies de la geometría (Paredes, extractores, difusores, techo, suelo, máquinas y producto terminado), luego se selecciona el tipo de enmallado como estándar de orden lineal, también se parametriza el tamaño máximo de elemento de malla con el propósito de realizar una convergencia de malla, que permita la mejor simulación posible y así obtener una representación más cercana a la realidad. Una vez hecha esta validación, en el SetUp se insertan los parámetros de entrada como temperatura, flujo de calor y velocidad en las condiciones de frontera, después se establece el archivo del sólido como un fluido, se fija el aire como el fluido de estudio, inmediatamente se ajusta un modelo de turbulencia K-Épsilon estándar, debido a que resulta más idóneo según la literatura encontrada en (Cengel y Cimbala, 2012), se activa la ecuación de la energía y se añade la aceleración gravitacional. En la pestaña de solución, se utiliza el método de acoplado con una configuración de residuales de orden de  $10^{-11}$ , y una cantidad de 100 iteraciones para la obtención de los resultados, los cuales por medio de la opción de integrales de volumen, se obtiene la temperatura promedio y se emplea como parámetro de salida en la convergencia de malla, también se compara los datos de dos tamaños máximos de elementos con 1000 iteraciones, buscando con esto obtener el tamaño óptimo de elemento de malla para el desarrollo de la simulación. Una vez esto, se ejecuta nuevamente la simulación con el tamaño de malla en diferentes números de iteraciones, se extraen los resultados por medio de representaciones gráficas como el renderizado volumétrico de las temperaturas y velocidades y diferentes contornos para una mejor observación y análisis.

En el transcurso de este capítulo se especificará más detalladamente lo descrito anteriormente.

*Metodología simulación computacional.*

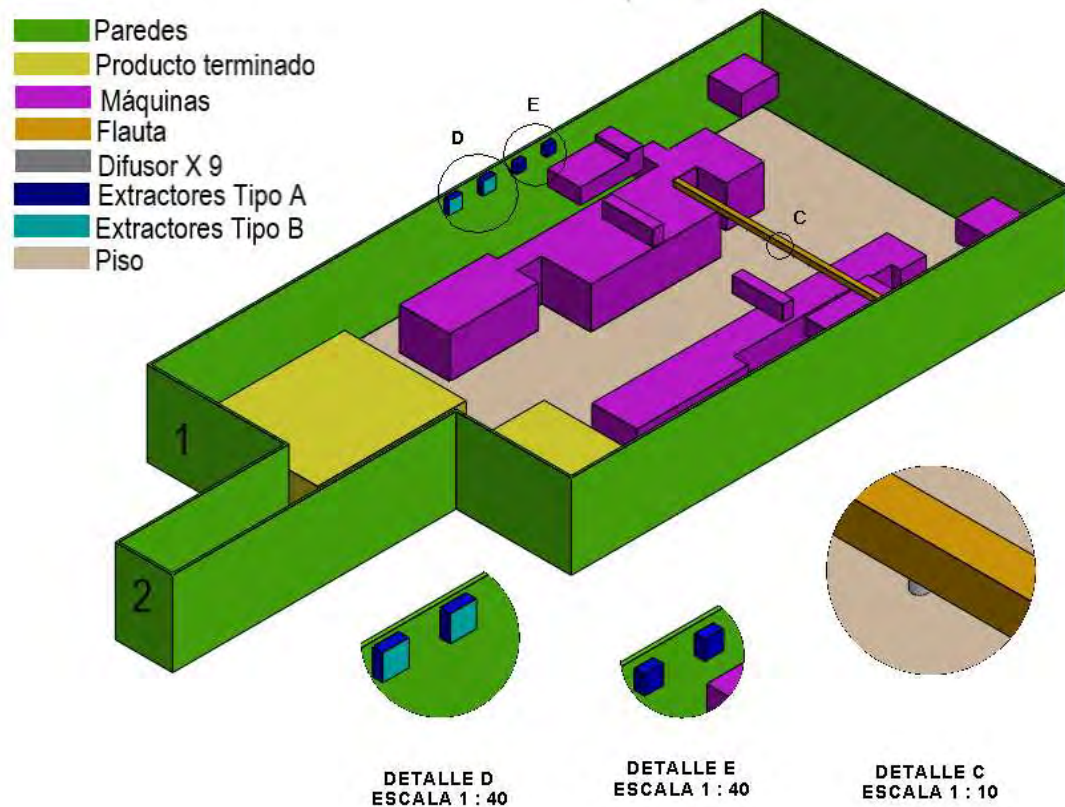


Una vez leída la geometría en el código Fluent de Ansys, en la malla, son seleccionadas y nombradas las caras utilizadas más adelante en las condiciones de frontera, como se observan en Figura 8, más la cara perteneciente al techo, que es ocultada en la representación mostrada en la imagen. En adición a esto, se cuenta con una entrada parcialmente abierta de aire (cara 2) y una entrada totalmente abierta (cara 1), cabe resaltar que se ha omitido en la elaboración de la geometría,

la plataforma en la que está ubicado el segundo nivel de las máquinas para conseguir un mejor enmallado.

**Figura 8.**

*Nombres de las superficies de la planta.*

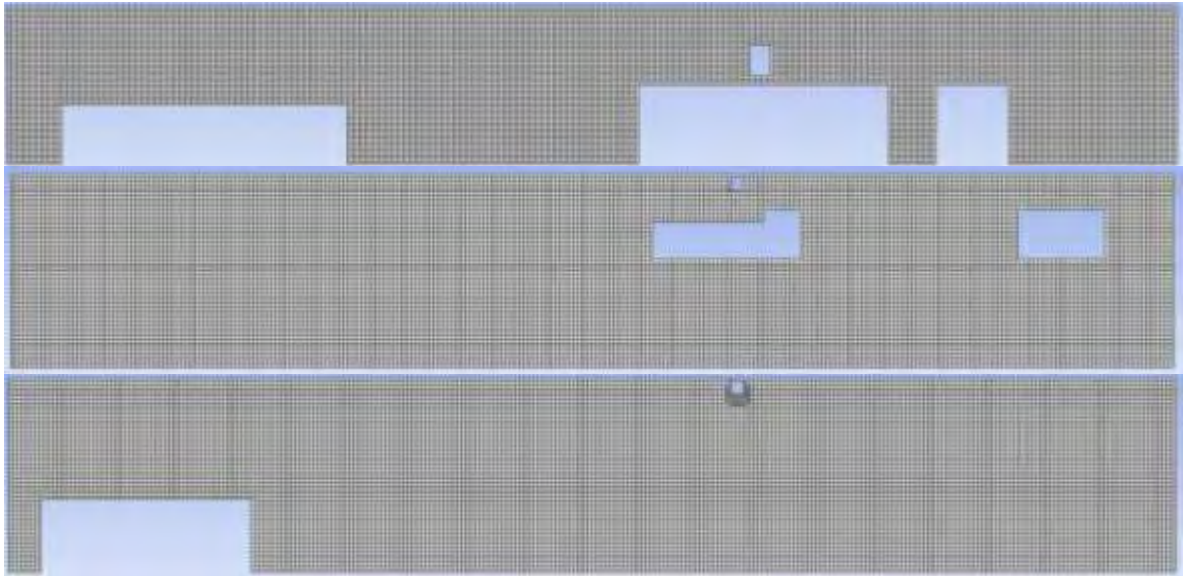


Acto seguido, se realiza la configuración de la malla, donde se establece un enmallado con alta calidad y un tamaño máximo de elemento (*max size*) de 0.14 metros, dando una cantidad de 3'669,559 elementos y 3'830,131 nodos, esto relacionado directamente con la importancia en la exactitud de los resultados, también se fija un tipo de enmallado estándar de orden lineal, obteniendo la malla como se muestra a continuación en los contornos de la Figura 9, donde se logra observar la distribución homogénea de los elementos a través de los diferentes componentes de la planta.



**Figura 9.**

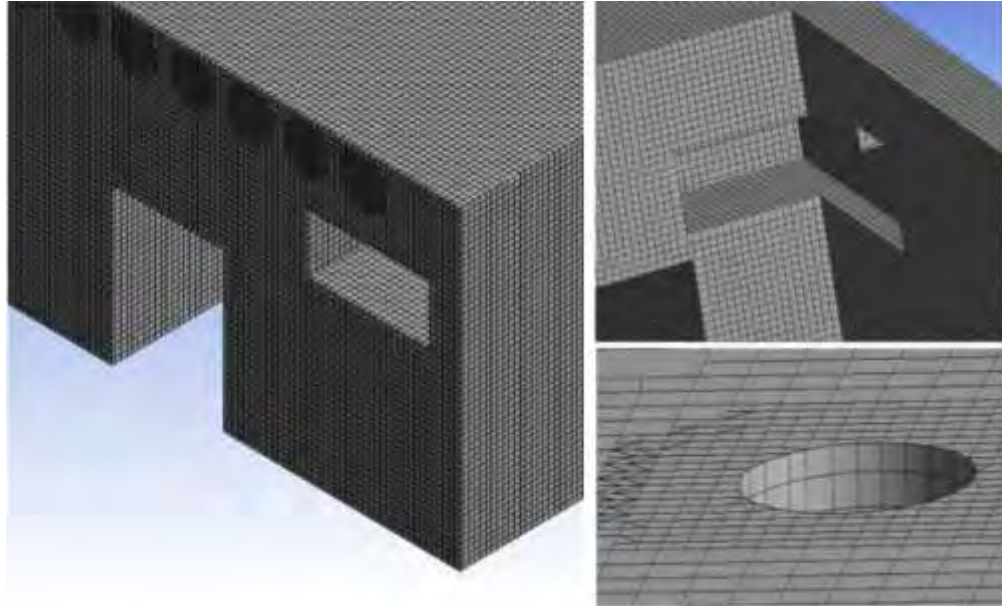
*Contornos de malla para la vista lateral de la planta en diferentes ubicaciones.*



Se puede observar en la Figura 10 más detalladamente, que la malla es estructurada con celdas cuadriláteras y presenta diferentes tipos de sesgos: teniendo sesgos cero en gran parte de la geometría y sesgos altos en zonas de mayor complejidad geométrica del sólido (como se puede observar en la figura en las zonas cercanas a regiones circulares y en esquinas de sólidos de menor tamaño), es de aclarar que se define el sesgo moderadamente alto como “la desviación respecto a la simetría” (Cengel Y Cimbala, 2012, p. 859), como complemento, lo más importante es la calidad e independencia de la malla (descrito más adelante en la sección 7.1.3), ya que los paquetes de *Fluent* actuales no interfiere si es o no estructurada la malla sino la calidad de esta.

**Figura 10.**

*Distribución de la malla en diferentes zonas.*



### **7.1.2 SetUp**

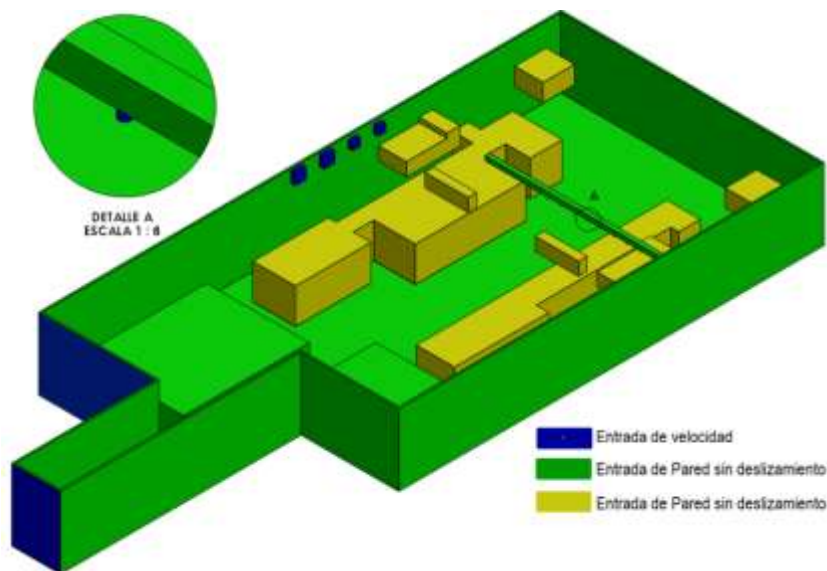
Al ingresar al *SetUp* de *Fluent*, se organiza con doble precisión y paralelo, cabe resaltar que este estudio computacional se considera como flujo estacionario para mayor simplicidad, debido a esto, se reemplaza la ecuación de Navier-Stokes (Ecuación 44) por la ecuación de Navier-Stokes de número de Reynolds promedio NSRP (Ecuación 45) en la simulación. Acto seguido se activa la ecuación de la energía y se estudia el flujo del fluido como turbulento ya que el aire es un fluido de baja viscosidad, por ende se asigna un modelo de turbulencia K-  $\epsilon$ , en vista de que ha sido el modelo donde se acoplaron mejor las soluciones (Se realizaron múltiples estudios con los demás modelos de turbulencia, los cuales al dar el resultado de las temperaturas, estas superaban a las temperaturas dadas en las condiciones de frontera, por lo tanto estos fueron descartados en este análisis). Adicionalmente se ingresa los materiales de la simulación siendo el aire el fluido y aluminio el sólido con las propiedades iniciales que tiene la biblioteca de Ansys Fluent, en adición, se cambia a fluido la estructura en las condiciones de celda. Luego se establece las condiciones de frontera como se ilustra en la Figura 11: condiciones de pared para las caras (máquinas, paredes, producto terminado, suelo y techo), estas condiciones de no deslizamiento hacen que se presenten las componentes de velocidad (normal y tangencial) en cero, para su correcto funcionamiento en el caso de evaluación y como se está utilizando la ecuación de la energía se debe establecer la temperatura o el flujo de calor. En las condiciones

de entrada se especifica la velocidad de flujo entrante en las caras llamadas “extractores”, “Difusores”, “entrada parcialmente” y “entrada total”. En la

se especifica las temperaturas de las superficies sólidas para las condiciones de pared y la magnitud de las velocidades para la condición de frontera del flujo de entrada de velocidad. Estas condiciones, se establecen para las propiedades de turbulencia utilizadas en el modelo de k-  $\epsilon$ , el cual es un modelo de dos ecuaciones que incluye las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento lineal y la ecuación de la energía.

### Figura 11.

*Condiciones de frontera para las caras de la planta.*



En la condición de frontera establecida en los extractores en la Tabla 11, el valor de la velocidad fue calculada con la información del catálogo (“Extractor y ventilador Airmax GL Agrícola - Airetecnica Soluciones en ventilación,” n.d.) por medio de la ecuación de la continuidad, ya que se estudia como un sistema ideal en el que no existe variación de presión ni pérdidas mecánicas, el valor de la intensidad de turbulencia es el recomendado en la literatura, cuando no están disponibles los datos de turbulencia, el valor negativo de la velocidad es con el objetivo de buscar una mejor representación de flujo de aire de un extractor.

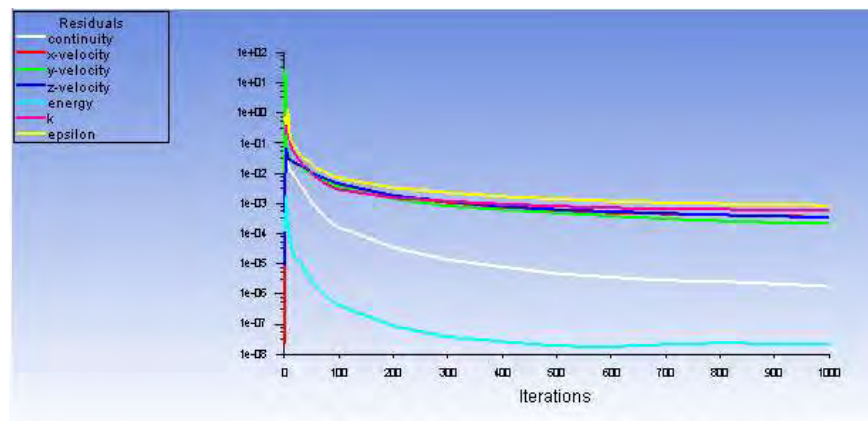
Para los parámetros de solución, se establece como método acoplado, ya que este realiza el estudio de partícula a partícula, sin aumentar la carga computacional, ya que esta permite simultáneamente la resolución de las cuatro incógnitas ( $u$ ,  $v$ ,  $w$  y

P), y con un valor de residuales de  $10^{-11}$ , debido a que mientras más cerca este a cero, más fácil es la convergencia de los resultados, luego se realiza una inicialización estándar, computada a partir de los difusores, para la resolución de las ecuaciones de energía cinética de turbulencia y la tasa de disipación de turbulencia. Por otra parte, se insertan 1000 iteraciones, para comprobar que seguía teniendo en sus variables un comportamiento estable y manejando residuales menores a 0; como se ilustra en la gráfica de la Figura 12, no interfiere el número de iteraciones que se realicen después de aproximadamente 500 iteraciones en la obtención de los resultados. El número de iteraciones es dependiente de cuando converge la solución, en otras palabras, “a veces se necesitan cientos, o inclusive miles, para que converja la solución a una solución final” (Cengel y Cimbala, 2012, p. 856).

Para complementar lo anterior, se ha desarrollado una simulación con mayor número de iteraciones (2000, 3000, 4000 y 5000) para un tamaño máximo de elemento de 0.25 metros, para verificar que la información no presenta mayores cambios con respecto al número de iteraciones, como se ilustra en la gráfica de la, Figura.13 la temperatura promedio varía en valores menores a 0.1 K siendo esto un valor despreciable de error.

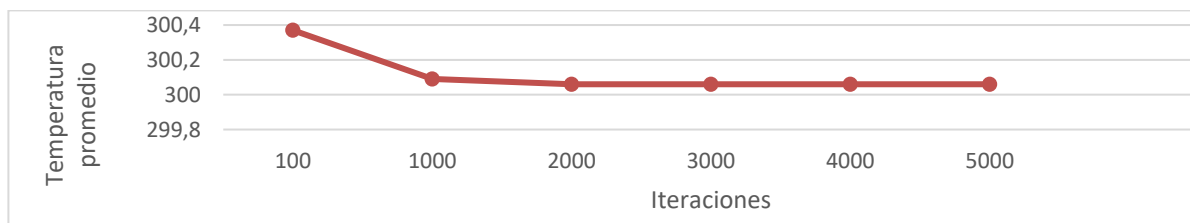
**Figura 12.**

*Gráfica del estudio del comportamiento de las diferentes variables con respecto al número de iteraciones.*



**Figura.13.**

*Gráfica de Temperatura promedio vs Número de iteraciones*



**Tabla 11.**  
*Condiciones de frontera.*

<b>Caras</b>	<b>Tipo</b>
Extractores Tipo A	Entrada de velocidad a -8.62 m/s y a una intensidad de turbulencia de 10% y una temperatura 298 K
Extractores Tipo B	Entrada de velocidad a -9.31 m/s y a una intensidad de turbulencia de 10% y una temperatura 298 K
Máquinas	Pared a una temperatura 309 K y flujo de calor de 40 W/m <sup>2</sup>
Paredes	Pared a una temperatura 303 K
Suelo	Pared a una temperatura 295 K
Techo	Pared a una temperatura 306 K
Producto terminado	Pared a una temperatura 302 K
Difusores	Entrada de velocidad a 12.37 m/s a una intensidad de turbulencia de 10% y una temperatura 295 K
Entradas parcial y total	Entrada de velocidad a 1m/s a una intensidad de turbulencia de 10% y una temperatura 302 y 298 K respectivamente.

### 7.1.3 Análisis de sensibilidad de malla

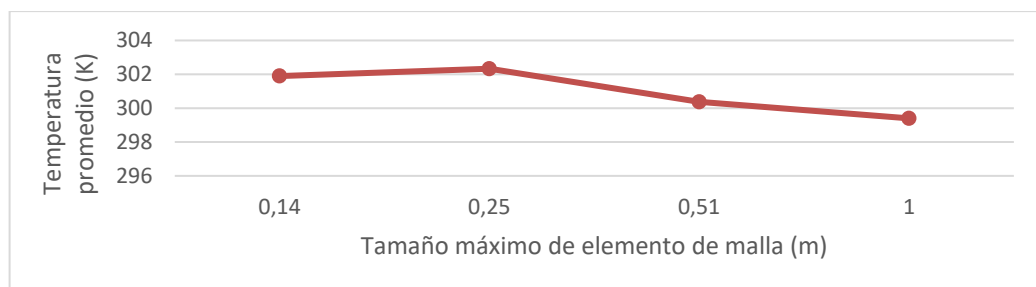
Para realizar el análisis de sensibilidad de la malla, se utiliza como parámetro de entrada el tamaño máximo del elemento y por medio de las integrales de volumen de los resultados, se obtiene la temperatura promedio como parámetro de salida con 100 iteraciones, conforme a lo anterior se genera el gráfico de la Figura 14.

Debido a que no se presenta gran variabilidad en los datos de la temperatura promedio con respecto al tamaño de los elementos, se puede inferir que existe una independencia de malla. Por lo tanto, se escoge entre 0.14 y 0.25 metros, los cuales presentan 3'669,559 y 754,749 número de elementos respectivamente; en la Tabla 12 se puede observar que la temperatura promedio presenta una diferencia de 0.13 K, de modo que esta diferencia no es significativa entre ambos valores estudiados de tamaño máximo al aumentar las iteraciones a 1000, por lo que dependiendo de lo que se necesite, ambos valores son adecuados para aplicar en la simulación. Siendo 0.14 metros el número elegido como tamaño máximo de elemento, con el fin de adquirir mejores líneas de corriente, en el estudio de las condiciones del sistema de ventilación, aunque este requiere mayor recurso computacional, lo cual fue necesario en este caso; cabe resaltar que se pudo haber realizado el estudio con los demás tipos de mallas evaluados, ya que:

Las soluciones de DFC (Dinámica de Fluidos Computacional) de flujo turbulento son sólo tan buenas como idóneo y válido es el modelo de turbulencia que se emplea en los cálculos. Es conveniente subrayar que también este enunciado es cierto sin importar qué tan fina se hace la malla computacional (...), aunque una malla mejorada produce mayor exactitud numérica, la exactitud física de la solución está limitada siempre por la exactitud física del modelo de turbulencia como tal (Cengel y Cimbala, 2012, p. 879).

**Figura 14.**

*Gráfico temperatura promedio vs tamaño de elemento.*



**Tabla 12.**

*Tamaño de elemento vs Temperatura promedio para 1000 iteraciones.*

1000 iteraciones	
Tamaño elemento máximo	Temperatura promedio [K]
0.1	300.22
0.25	300.09

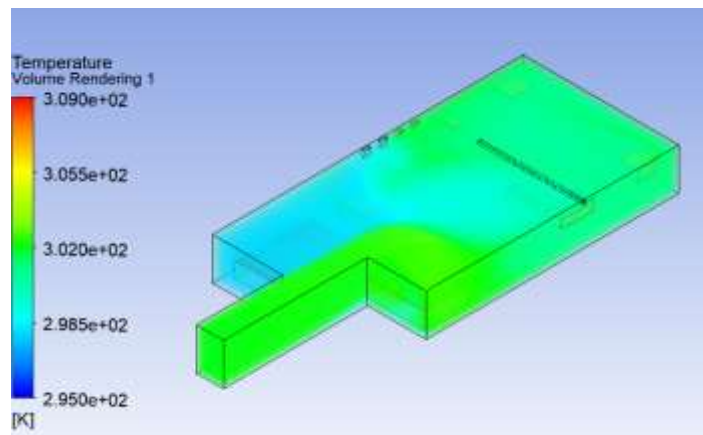
## 7.2 ANÁLISIS DE LAS CONDICIONES TÉRMICAS Y DE VENTILACIÓN

Seguidamente a la ejecución de la simulación se obtienen los resultados de la distribución de la temperatura y de velocidad, así como las líneas de flujo de aire.

Con respecto a las temperaturas, se realizó una representación volumétrica de estas como se observa en la Figura 15, donde se evidencia que no existe una distribución homogénea de la temperatura y que esta varía en un rango de 14 grados en las diferentes regiones de la planta.

**Figura 15.**

*Representación volumétrica de temperatura en la planta.*



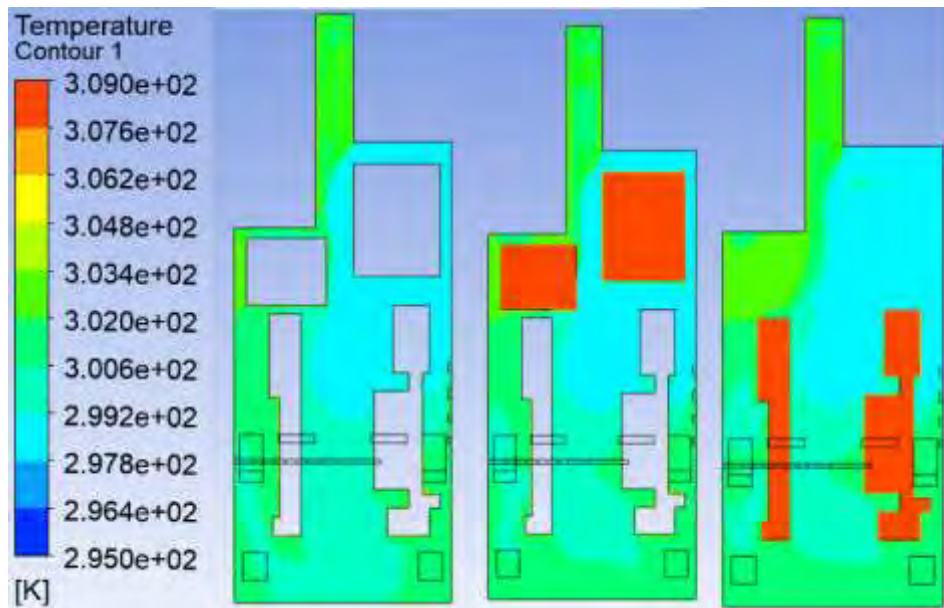
Para obtener una mejor visualización y estudio de la distribución de temperaturas en el interior de la planta, se crearon contornos en la vista superior, lateral y frontal de la planta como se puede ver en la Figura 16, Figura 17 y Figura 18 respectivamente.



De esto se logra ilustrar en la Figura 16, que alrededor de las máquinas se presentan las temperaturas más altas, debido a que estas actúan como fuentes internas de calor en el área de producción, de igual manera, se entrevé que la temperatura cercana al techo es moderadamente alta e interfiere en la zona superior de las máquinas generando una concentración de altas temperaturas. Así mismo, se observa que la temperatura en la zona media, la cual es constantemente circulada por los trabajadores, presenta temperaturas entre 25 °C y 29 °C, siendo estas temperaturas poco confortables para extensas horas de trabajo, sumada a la actividad física y a la vestimenta utilizada.

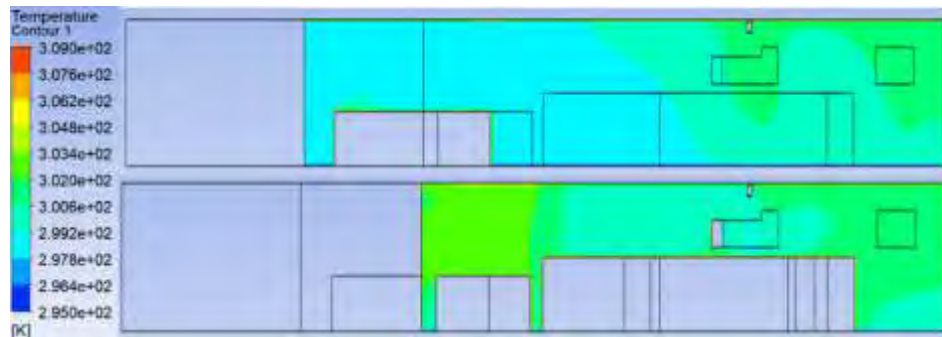
**Figura 16.**

*Contornos de Temperaturas en la vista superior a diferentes alturas.*



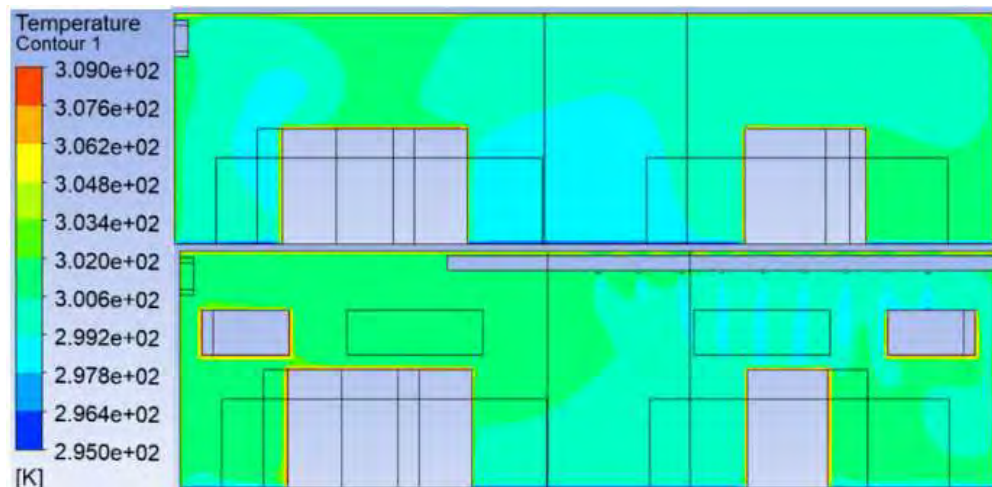
Seguidamente, en los contornos laterales ubicados en la Figura 17, se contempla que en el plano medio de la planta (imagen superior), en la mitad izquierda de esta se presenta una temperatura de 25 °C y en la otra mitad una temperatura mayor de 27 °C aproximadamente. Cuando se desplaza el contorno hacia la derecha del plano medio de la planta, como se ilustra en la parte de abajo de la figura, justo en la línea de máquinas 2, es en donde se concentra una temperatura alta de aproximadamente 302 K, es decir 29 °C.

**Figura 17.**  
*Contornos de temperatura en la vista lateral.*



Desde las dos diferentes perspectivas presentadas en la Figura 18, se logra ver con mayor claridad la poca homogeneidad de la temperatura en el interior de la planta, así como el poco impacto de los extractores y difusores con la disminución de la temperatura interior del lugar, cabe resaltar que ambos contornos están ubicados en la salida de cada uno de estos equipos, como por ejemplo, en la imagen inferior se puede observar como la temperatura disminuye levemente debido al flujo de aire que expulsa los difusores, así como se puede visualizar más adelante en la Figura 21.

**Figura 18.**  
*Contornos de temperatura en la vista frontal.*

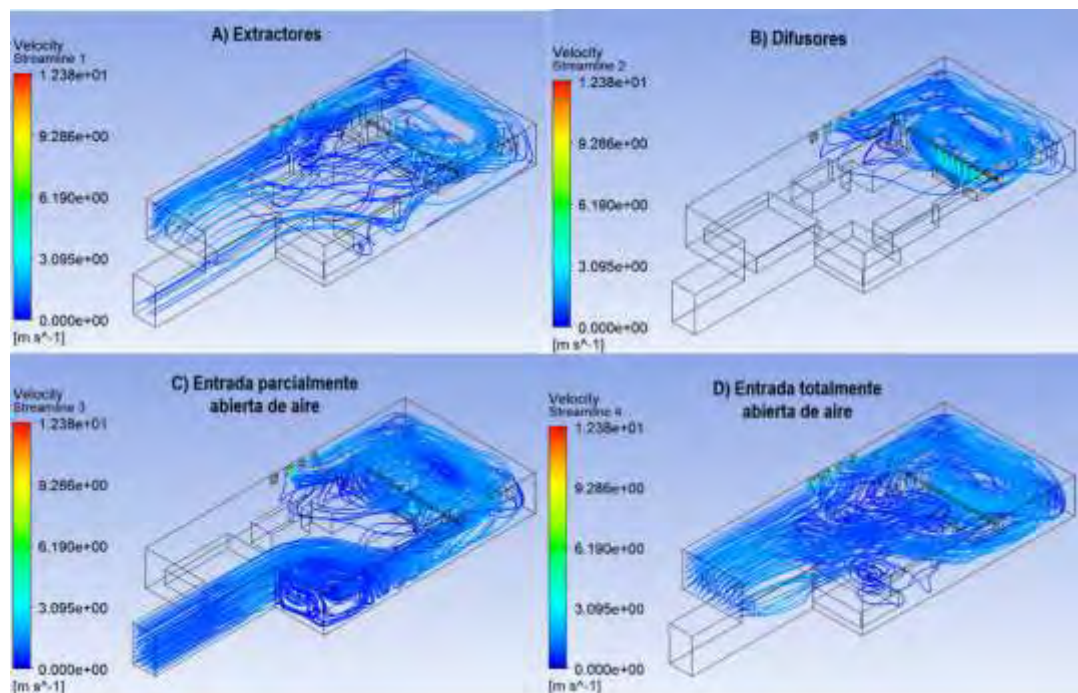


Se realiza un estudio de *Streamline* con el fin de saber cómo se comportan las líneas de flujo de las diferentes partes del sistema de ventilación ubicadas en la planta de producción (extractores, difusores, entradas parcial y total de aire en dos de las superficies) descrito a continuación:

En la componente A de la Figura 19 se pueden ver las líneas de corriente de aire de los cuatro extractores, en los cuales se logra observar que estos alcanzan a extraer los flujos provenientes de los difusores y de las entradas de aire que están concentradas en los alrededores de la pared izquierda, de acuerdo a que el flujo se puede considerar que sigue el camino entre la pared y la línea de máquinas. Para el comportamiento de los difusores (componente B) se infiere que las líneas de flujo chocan con el sólido más cercano y las demás estelas son desplazadas hacia la parte posterior. En las componentes C y D que son las entradas de aire por ventilación natural, se identifica un comportamiento uniforme de las líneas de flujo en el comienzo del trayecto, y justo después que se encuentran con los demás fluidos presentes en el entorno, estas se van deformando de acuerdo a los sólidos con los cuales colisionan, también se puede analizar que la entrada de aire de la componente D es la que logra mayor cobertura en el espacio.

**Figura 19.**

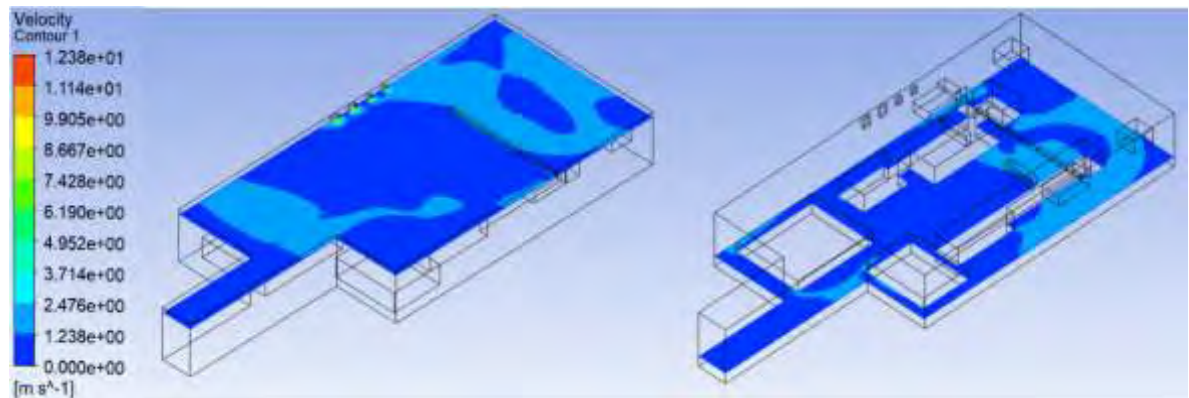
*Líneas de corriente para cada una de las componentes.*



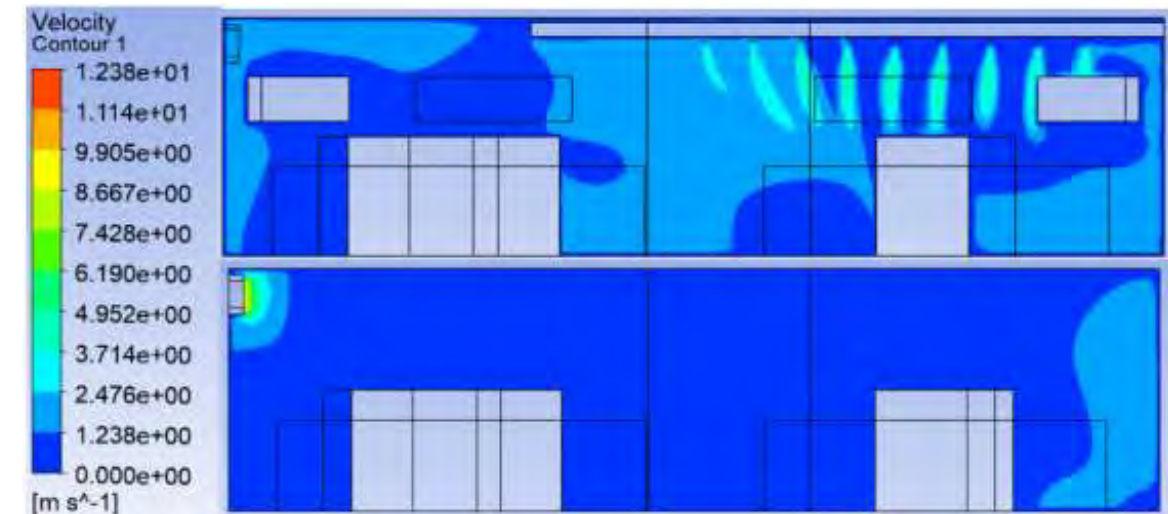
Para examinar mejor el comportamiento del flujo de aire del sistema de ventilación de la planta, se realizan contornos de velocidad en la vista superior y frontal de la planta como se observa en la Figura 20 y Figura 21. De esta manera es evidente que la velocidad en gran parte de la planta está entre los 0 y 3 m/s, es decir, se cuenta con un equipo ineficiente, teniendo en cuenta el ambiente térmico que se ha generado en el área de producción. Ya que como se aprecia en los contornos de la Figura 20, solo la parte de atrás de la planta logra recibir parte del flujo de aire

mientras que en el resto de la planta no, en vista a que se encuentra cerca de los 0 m/s. En la Figura 21 se ve el comportamiento de la velocidad a la salida de los difusores y a la entrada de los extractores, se ve que gran parte de la velocidad de salida en los difusores disminuye al chocar con los sólidos de las máquinas, el aire, ya con una reducción de esta, termina siendo dirigido hacia las entradas de los extractores. Estos a su vez van atrayendo el aire de las entradas naturales de ventilación.

**Figura 20.**  
*Contorno de velocidad en la vista superior.*



**Figura 21.**  
*Contorno de velocidad en la vista frontal.*

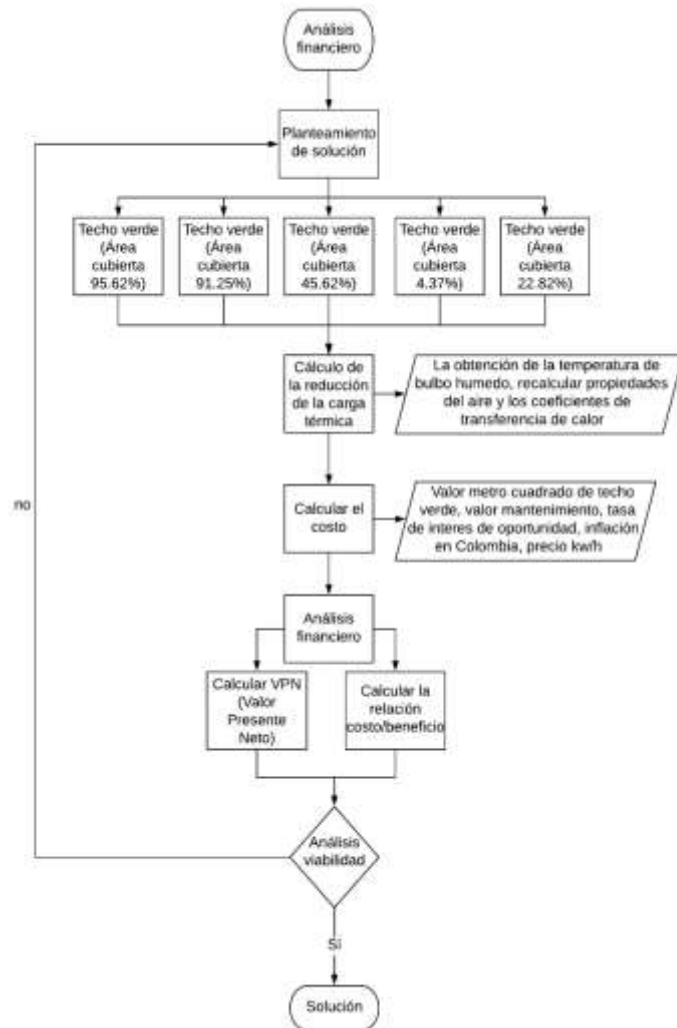


## **8. EVALUACIÓN TÉRMICA Y FINANCIERA DE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN**

Conforme a plantear una propuesta que mejore las condiciones térmicas del área de producción, se plantea un método de control ambiental, el cual es la instalación de pared / techo verde, con el objetivo de determinar, que tanto reduce la carga térmica del recinto y seleccionar la que esté acorde a lo establecido en el estudio de PMV/PPD. Para esto, el parámetro de temperatura del bulbo húmedo, reemplaza la temperatura sol-aire, por ende se vuelven a calcular las propiedades del aire y los coeficientes de convección natural, con el fin de hallar la carga térmica de acuerdo al área en donde se instale la pared o techo verde. Seguidamente, se estima el costo de instalación, por lo que se requiere los valores de: valor del metro cuadrado de techo verde, áreas a cubrir, costo de mantenimiento, precio del kWh, tasa de inflación en Colombia, Tasa de Interés de Oportunidad de la empresa (TIO); realizando con estos valores un análisis financiero por medio del Valor Presente Neto (VPN), así como la relación costo/beneficio, para adquirir un criterio de viabilidad de implementación en cada una de las opciones, y de esta forma, exponer la propuesta de solución con bases sustentadas tanto en términos financieros como de confort, como es visualizada en la metodología de la Figura 22.



**Figura 22.**  
*Metodología para el análisis térmico y financiero de las soluciones.*



Para esta sección, con respecto al planteamiento de las diferentes alternativas de distribución del techo verde, se tuvo en cuenta las modificaciones correspondientes en el entorno térmico estudiado en el capítulo 6.2. Bajo esta premisa para el nuevo cálculo de la carga térmica en el techo, se cambia la temperatura sol-aire en las superficies expuestas a la radiación solar (1, 2 y 3) como se puede ver en la Figura 5, por la temperatura de bulbo húmedo la cual es de 26 °C. Por consiguiente, el coeficiente de convección natural externo  $h_{o,WB}$  es de 1.1821 W/m<sup>2</sup>K y el coeficiente de convección natural interno  $h_{i,WB}$  de 1.1771 W/m<sup>2</sup>K. De acuerdo a esto las nuevas cargas térmicas en las superficies 1, 2 y 3 del techo se muestran a continuación en la Tabla 13:

**Tabla 13.**

*Cargas térmicas de las superficies con techo verde*

Superficies	Carga térmica (W)
1 y 2	358.45
3	106.50

Se puede observar que las cargas de las superficies del techo se han reducido en su magnitud y estos valores representan pérdidas de calor en el sistema, esto repercutirá positivamente en el costo energético necesario para suplir la demanda; cabe resaltar, que el cambio de estas magnitudes se debe al nuevo contexto del ambiente presentado por la implementación de la cubierta verde.

También en el desarrollo del análisis financiero de este capítulo, se ha requerido la inflación anual de Colombia, la cual se obtuvo promediando las inflaciones de los cinco años anteriores al año 2020 obteniendo el valor de 4.718%. Adicionalmente se investiga el costo del m<sup>2</sup> de techo verde de \$220,000 COP y un costo de mantenimiento anual de \$ 840,000 COP, tomado de (“Precio en Colombia de m<sup>2</sup> de Cubierta verde, sistema Urbanscape ‘KNAUF INSULATION’. Generador de precios de la construcción. CYPE Ingenieros, S.A.,” n.d.). Además, se solicita a la compañía los siguientes datos mostrados en la Tabla 14, con el fin de establecer el costo de la energía requerida para suplir la carga térmica actual (14.31 kW), el cual sería de un valor de \$35, 718,322.11 COP, este valor, es encontrado para compararlo con los valores del costo de energía de cada una de las alternativas, para así, proyectar el ahorro que se tendría en el caso de implementar una de estas soluciones.

Para este estudio financiero se tiene en cuenta las siguientes definiciones para el desarrollo de las tablas (Tabla 15, Tabla 16, Tabla 17, Tabla 18 y Tabla 19) que se presentan en el transcurso de este capítulo como:

- **Egresos** en el presente (año 0) al valor del costo por metro cuadrado de la cubierta verde, para los egresos en los cinco años posteriores se asigna el costo anual del mantenimiento de la cubierta verde.

- **Ingresos** a la diferencia entre el costo de la energía actual con el costo de la energía con la implementación de la cubierta verde (esto para cada una de las opciones).
- **Utilidad** a la diferencia entre los ingresos y los egresos.

La proyección a cinco años de estos tres valores (egresos, ingresos y utilidad), se hace de acuerdo a la inflación.

Para obtener el VPN y la relación beneficio/costo en cada una de las soluciones se calculó el valor actual, es decir la utilidad proyectada por año de acuerdo a la TIO de la empresa, definiendo estos valores como:

- El **VPN** es la sumatoria de los valores actuales proyectado a cinco años menos el costo de la implementación de la pared verde, este valor indicará cuando la empresa al pasar los cinco años de la inversión, empieza a obtener o no ganancias.
- La relación **beneficio/costo** es la sumatoria de los valores actuales proyectado a cinco años sobre el costo de la implementación de la pared verde; esto indicará, que con valores menores a uno no es rentable para la compañía, ya que los costos son mayores a los beneficios; con valor igual a 1, quiere decir que es indiferente la inversión; y el valor superior a 1, representa que hay ganancia para la compañía porque los beneficios superan los costos.

**Tabla 14.**

*Datos dados por la compañía.*

<b>Datos</b>	<b>Valor</b>
TIO (Tasa de interés de Oportunidad)	0.24
Precio de kW/h	\$500
Horas laborales en las dos jornadas	16
Días laborales por semana	6
Meses en el año	12



## 8.1 OPCIONES DE CUBIERTA VERDE ESTUDIADAS PARA LA PLANTA DE PRODUCCIÓN

### 8.1.1 Opción 1: Techo verde con área cubierta del 95.6%

En esta opción, se plantea un techo verde que cubra las tres superficies expuestas a la radiación solar que corresponde al 95.6% del área total del techo de producción como se observa en la Figura 23, con esta alternativa la carga térmica total del área de producción quedaría de 0.8824 kW, con un costo de energía anual de \$2,202,630.14 COP y una inversión inicial de \$337,117,220.00.

**Figura 23.**

*Representación gráfica de la opción 1.*



Para establecer un horizonte de planeación a 5 años, se presenta la Tabla 15 donde se puede prever que esta alternativa económicamente no sería viable ya que presenta un beneficio/costo menor a 1 es decir que la compañía estaría perdiendo \$240,444,945.78 COP.

**Tabla 15.***Relación beneficio costo y Valor Presente Neto de la opción 1*

<b>Horizonte de planeación</b>	<b>Egresos</b>	<b>Ingresos</b>	<b>Utilidad</b>	<b>Presente</b>
0	\$ 337,117,220.00		\$ 337,117,220.00	
1	\$ 840,000.00	\$ 33,515,691.96	\$ 32,675,691.96	\$26,351,364.48
2	\$ 879,631.20	\$ 35,096,962.30	\$ 34,217,331.10	\$22,253,727.30
3	\$ 921,132.20	\$ 36,752,836.98	\$ 35,831,704.78	\$18,793,272.71
4	\$ 964,591.22	\$ 38,486,835.83	\$ 37,522,244.61	\$15,870,918.80
5	\$ 1,010,100.63	\$ 40,302,644.75	\$ 39,292,544.12	\$13,402,990.93
			B/C	0.287
			VPN	-\$240,444,945.78

Si bien esta solución no es sustentable financieramente, si podría ser al nivel térmico, ya que se presenta una gran reducción en la carga térmica total y una reducción significativa en la TMR que sería de 28.1 °C.

### **8.1.2 Opción 2: Techo verde con área cubierta del 91.25%**

Se considera un techo verde que cubra las dos áreas inclinadas del techo que corresponde al 91.25% del área total del techo de producción como se observa en Figura 24, con esta alternativa la carga térmica total del área de producción quedaría de 3.43 kW, con un costo de energía anual de \$8,565,809.66 COP y una inversión inicial de \$321,706,220.00.

**Figura 24.**  
Representación gráfica de la opción 2.



Se presenta en la Tabla 16, el horizonte de planeación proyectado a 5 años, donde se puede inferir que esta alternativa económicamente no sería viable, ya que presenta un beneficio/costo menor a 1, es decir que la compañía estaría perdiendo \$243,859,653.77 COP.

**Tabla 16.**  
Relación beneficio costo y Valor Presente Neto de la opción 2

Horizonte de planeación	Egresos	Ingresos	Utilidad	Presente
0	\$ 321,706,220.00		\$ 321,706,220.00	
1	\$ 840,000.00	\$ 27,152,512.44	\$ 26,312,512.44	\$21,219,768.10
2	\$ 879,631.20	\$ 28,433,567.98	\$ 27,553,936.78	\$17,920,094.16
3	\$ 921,132.20	\$ 29,775,063.71	\$ 28,853,931.51	\$15,133,519.52
4	\$ 964,591.22	\$ 31,179,851.22	\$ 30,215,260.00	\$12,780,257.23
5	\$ 1,010,100.63	\$ 32,650,916.60	\$ 31,640,815.97	\$10,792,927.23
			B/C	0.242
			VPN	-\$243,859,653.77

Esta solución no es sustentable financieramente y térmicamente, ya que, si bien presenta una gran reducción en la carga térmica total no se ve reflejada en la TMR que es de 30 °C, es decir aumenta.

### 8.1.3 Opción 3: Techo verde con área cubierta del 45.62%

Se plantea un techo verde que cubra una de las superficies inclinadas que corresponde al 45.62% del área total del techo de producción, como se observa en Figura 25, con esta alternativa la carga térmica total del área de producción quedaría de 8.87 kW, con un costo de energía anual de \$22,142,065.85 COP y una inversión inicial de \$160,853,110 COP.

**Figura 25.**

*Representación gráfica de la opción 3.*



Al realizar un horizonte de planeación a 5 años, como se expone en la Tabla 17, se puede prever que esta alternativa económicamente no sería viable ya que presenta un beneficio/costo menor a 1 es decir que la compañía estaría perdiendo \$123,172,412.72 COP.

Esta alternativa no es recomendable térmica ni financieramente, ya que, si bien presenta una gran reducción en la carga térmica total, no se ve reflejada en la TMR que es de 30.4 °C, es decir aumenta.

**Tabla 17.***Relación beneficio costo y Valor Presente Neto de la opción 3*

Horizonte de planeación	Egresos	Ingresos	Utilidad	Presente
0	\$ 160,853,110.00		\$ 160,853,110.00	
1	\$ 840,000.00	\$ 13,576,256.25	\$ 12,736,256.25	\$10,271,174.40
2	\$ 879,631.20	\$ 14,216,784.02	\$ 13,337,152.82	\$8,674,006.78
3	\$ 921,132.20	\$ 14,887,531.89	\$ 13,966,399.69	\$7,325,198.72
4	\$ 964,591.22	\$ 15,589,925.65	\$ 14,625,334.43	\$6,186,130.32
5	\$ 1,010,100.63	\$ 16,325,458.34	\$ 15,315,357.71	\$5,224,187.06
<b>B/C</b>				0.234
<b>VPN</b>				-\$123,172,412.72

**8.1.4 Opción 4: Techo verde con área cubierta del 4.37%**

En esta alternativa, se propone un techo verde que cubra la superficie triangular expuesta a la radiación solar que corresponde al 4.37% del área total del techo de producción como se observa en Figura 26 , con esta alternativa la carga térmica total del área de producción quedaría de 11.8 kW, con un costo de energía anual de \$29,473,579.91 COP y una inversión inicial de \$15,411,000 COP.

**Figura 26.***Representación gráfica de la opción 4.*

En el estudio del horizonte de planeación para los próximos 5 años, presentado en la Tabla 18, expone que esta opción económicamente sería viable ya que presenta un beneficio/costo mayor a 1, es decir que la compañía estaría ganando \$579,134.8 COP.

**Tabla 18.**

*Relación beneficio costo y Valor Presente Neto de la opción 4*

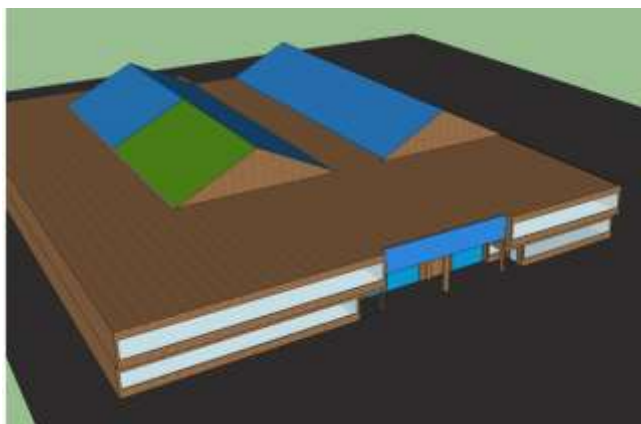
Horizonte de planeación	Egresos	Ingresos	Utilidad	Presente
0	\$ 15,411,000.00		\$ 15,411,000.00	
1	\$ 840,000	\$ 6,244,742.19	\$ 5,404,742.19	\$4,358,663.06
2	\$ 879,631.20	\$ 6,539,369.13	\$ 5,659,737.93	\$3,680,890.95
3	\$ 921,132.20	\$ 6,847,896.56	\$ 5,926,764.36	\$3,108,512.41
4	\$ 964,591.22	\$ 7,170,980.32	\$ 6,206,389.10	\$2,625,138.73
5	\$ 1,010,100.63	\$ 7,509,307.17	\$ 6,499,206.54	\$2,216,929.66
<b>B/C</b>				1.038
<b>VPN</b>				\$579,134.80

Esta solución es sustentable tanto financieramente como térmicamente, ya que, si bien no presenta una gran reducción en la carga térmica total si se reduce la TMR a 28.9°C.

#### **8.1.5 Opción 5: Techo verde con área cubierta del 22.82%**

En esta opción, se proyecta un techo verde que cubra la mitad de una de las superficies que se encuentra inclinada, que corresponde al 22.82% del área total del techo de producción, como se observa Figura 27 , con esta alternativa la carga térmica total del área de producción quedaría de 11.59 kW, con un costo de energía anual de \$28,930,193.94 COP y una inversión inicial de \$80,426,555 COP.

**Figura 27.**  
Representación gráfica de la opción 5.



En la Tabla 19 , se observa la proyección a 5 años, con esto se puede decir, que esta alternativa económicamente no sería viable ya que presenta un beneficio/costo menor a 1 es decir que la compañía estaría perdiendo \$62,828,792.20 COP.

**Tabla 19.**  
Relación beneficio costo y Valor Presente Neto de la opción 5.

Horizonte de planeación	Egresos	Ingresos	Utilidad	Presente
0	\$ 80,426,555.00		\$ 80,426,555.00	
1	\$ 840,000.00	\$ 6,788,128.16	\$ 5,948,128.16	\$4,796,877.55
2	\$ 879,631.20	\$ 7,108,392.04	\$ 6,228,760.84	\$4,050,963.09
3	\$ 921,132.20	\$ 7,443,765.98	\$ 6,522,633.78	\$3,421,038.33
4	\$ 964,591.22	\$ 7,794,962.86	\$ 6,830,371.64	\$2,889,066.87
5	\$ 1,010,100.63	\$ 8,162,729.21	\$ 7,152,628.58	\$2,439,816.97
<b>B/C</b>				0.219
<b>VPN</b>				-\$62,828,792.20

Esta solución no es viable financieramente y térmicamente, ya que, no presenta una gran reducción en la carga térmica total, ni se ve reflejada en la TMR que es de 30.6 °C, es decir aumenta.

## **8.2 ALTERNATIVA SELECCIONADA Y EVALUACIÓN DEL CONFORT TÉRMICO**

De acuerdo a los criterios de reducción de la carga térmica, la TMR y con el propósito de obtener el mejor beneficio/costo, la alternativa que cumple con ellos es la opción 4 presentada anteriormente en el capítulo 8.1.4. Ahora, se busca evaluar si esta cumple con el criterio del confort térmico.

Por lo tanto, se ha evaluado el PMV y el PPD con el parámetro de TMR obtenido con la opción 4, y las demás condiciones como fueron enseñadas previamente en la Tabla 10. Por consiguiente, estas condiciones fueron ingresadas en el software libre Psychtools obteniendo 2.4 en el PMV para estas nuevas condiciones, es decir, sigue presentándose en la zona de discomfort térmico por calor y el PPD es de 93% con una reducción del 1%, en otras palabras, el 93% de las personas se encuentran insatisfechas con el ambiente térmico.

Si bien la opción 4 permite reducir considerablemente la carga térmica total, esta reducción no es suficiente para que se vea reflejado en la TMR, esto es debido a que las demás condiciones (temperaturas superficiales) de las caras restantes no son modificadas y al promediar estas temperaturas no existe mayor variación, lo cual indica que la intervención también debe hacerse en el ambiente interior y no solo en el exterior para que se vea reflejado en la sensación térmica que perciben los empleados en su horario laboral.



## 9. CONCLUSIONES

Después de haber desarrollado un proceso metodológico y haber calculado la temperatura media radiante y de realizar un análisis analítico por medio de simulación computacional. En este trabajo se evaluó las condiciones térmicas de una planta de producción en una empresa manufacturera, estableciendo discomfort térmico por calor y presentando diferentes alternativas de pared verde para reducir la carga térmica en el lugar y no aumentar el consumo de energía eléctrica de la empresa, donde se lograron encontrar una serie de conclusiones que resumiremos a continuación:

Cuando se realiza el análisis de sombras, así como el cálculo de la carga térmica, muestra a la cubierta como la mayor fuente de transferencia de calor en el área de producción con un valor de 12.71 kW que equivalen al 88.82 % de la carga térmica total, debido a que esta región es la que directamente tiene incidencia la radiación solar. Adicionalmente, se observa que la temperatura superficial interior más alta se encuentra en el área triangular del techo que presenta radiación solar con un valor de 41.04 °C, esto debido al material del que está compuesto, en este caso el ladrillo, el cual tiene mayor conductividad que los materiales que componen las tejas tipo *GLAMET* utilizadas en el área inclinada del techo.

En la evaluación del confort térmico en las condiciones actuales, debido a que el PMV calculado es de 2.5, se infiere que las personas que trabajan o frecuentan la zona de producción de la compañía se encuentran en discomfort térmico por calor, es preciso indicar que se presenta dicho fenómeno por diversos factores, como la vestimenta de los empleados, la despreciable velocidad del viento en el lugar, la tasa de actividad y la temperatura media radiante que en este caso es la que más influye en el discomfort térmico por calor.

En las simulaciones realizadas para comprender mejor las condiciones térmicas y de ventilación, se deduce que el sistema de ventilación instalado en la compañía no es el adecuado para las condiciones térmicas presentes, esto debido a que no cubren el área con la suficiente velocidad, siendo esta apenas notable con valores cercanos a los 3 m/s y por ende no extraen la cantidad idónea de calor. Igualmente, se visualiza un rango de temperatura de 14 K, lo que conlleva también a presentar estrés térmico debido a la falta de homogeneidad en la temperatura ambiente con la que interactúan las personas presentes en el lugar.

Con respecto al modelo de turbulencia utilizado en la simulación, se ratifica el uso del modelo K-épsilon, ya que en comparación con los demás modelos (k – omega, Laminar, LES, etc.), los valores de los residuales presentaban convergencia, es

decir, no incrementaban exponencialmente, por ejemplo el comportamiento de la energía, como si ocurría en los demás modelos al realizar la simulación; se induce que esto es a causa de la calidad de la malla usada para la simulación, que si bien es una distribución estructurada, pudo no haber sido generada con la cantidad de elementos suficientes para el correcto funcionamiento de dichos modelos, esto debido a las limitaciones de operación con el tipo de software utilizado, el cual era de carácter académico, para que no se crearan inconsistencias de temperaturas en determinados nodos los cuales interpretamos como error de los modelos. También, se realiza una buena implementación del modelo k-epsilon, ya que se utilizan las condiciones de frontera adecuadas en el dominio computacional, para la correcta solución de la ecuación de NSRP; igualmente se puede corroborar esto al comparar el valor de TMR calculado en la Ecuación 51 con el obtenido a través de la simulación, arrojando un error relativo del 3.3%, siendo un error aceptable al representar solamente un grado Kelvin de temperatura la diferencia.

Al presentar cinco diferentes alternativas que puedan dar solución a este problema de discomfort térmico, solo la opción 4 es viable financieramente con un valor de beneficio/costo del 1.038, de igual forma, presenta reducción de la carga térmica de 12.7 a 11.8 kW, así como una disminución en la temperatura media radiante de 30 a 28.9 °C, pero al realizar la evaluación del PMV este dio un valor de 2.4, este indica que la planta seguiría en discomfort térmico, por lo tanto, debe considerarse una solución híbrida que complementa al techo verde, para lograr una mayor disminución en la temperatura ambiente interna, hasta que esta llegue a un valor de 25.6°C y poder obtener el confort térmico deseado según lo establecido en la literatura.

En las alternativas de solución 1, 2, 3 y 5 no presentan viabilidad financiera al proyectarse a 5 años, por lo tanto, se realiza un estudio de proyección a 20 años para saber si se logra la rentabilidad financiera en alguna de estas opciones, determinando que al pasar este rango de tiempo en el horizonte de planeación seguían siendo inviables para que la empresa apostara por alguna de ellas, con un valor de beneficio costo menor al 0.5 y por ende descartándolas como posibles opciones.

## **10. RECOMENDACIONES**

En el caso de implementar una solución híbrida, se recomienda diferentes alternativas a estudiar tales como: ventilación cruzada, materiales aislantes, cámara de aire, ventilación mecánica. Con respecto a la ventilación mecánica, teniendo en cuenta que en la planta tiene dos líneas adicionales de difusores que no se encuentran operando, podría ser viable para la empresa hacer un estudio de ventilación con estas líneas de difusores en funcionamiento y ver si se mejoraría las condiciones térmicas.

## REFERENCIAS

- 2.3 Cengel-Heating and Cooling of Buildings | Ventilation (Architecture) | Heat Transfer. (n.d.). Recuperado March 10, 2020, de <https://www.scribd.com/document/400630481/2-3-Cengel-Heating-and-Cooling-of-Buildings>
- Atlas Interactivo - Radiación IDEAM. (n.d.). Recuperado March 10, 2020, de <http://atlas.ideam.gov.co/visorAtlasRadiacion.html>
- Balogun, I. A., y Daramola, M. T. (2019). The outdoor thermal comfort assessment of different urban configurations within Akure City, Nigeria. *Urban Climate*, 29(June), 100489. <https://doi.org/10.1016/j.uclim.2019.100489>
- Brebner, D. ., Kerslake, D. M., y Waddel, J. . (1956). the diffusion of water vapour through human skin. *J. Physiol*, 132, 225–231.
- Broday, E. E., Moreto, J. A., Xavier, A. A. de P., y de Oliveira, R. (2019). The approximation between thermal sensation votes (TSV) and predicted mean vote (PMV): A comparative analysis. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 69(September 2018), 1–8. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2018.09.007>
- Candido, C., Lamberts, R., Bittencourt, L., y De Dear, R. (2010). *Aplicabilidade dos limites da velocidade do ar para efeito de conforto térmico em climas quentes e úmidos The relevance of air velocity limits for thermal comfort purposes in hot-humid climates*. (4), 59–68.
- Castilla, M., Álvarez, J. D., Berenguel, M., Pérez, M., Rodríguez, F., y Guzmán, J. L. (2010). Técnicas de Control del Confort en Edificios (Comfort control techniques in buildings). *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial RIAI*, 7(3), 5–24. [https://doi.org/10.1016/S1697-7912\(10\)70038-8](https://doi.org/10.1016/S1697-7912(10)70038-8)
- Cengel, Y. A., y Cimbala, J. M. (2012). *Mecánica de fluidos fundamentos y aplicaciones* (2da Ed; McGRAW- Hill, Ed.). Mexico DF: McGraw-Hill.
- Cengel, Y. A., y Ghajar, A. j. (2011). *Transferencia de calor y masa* (4th ed.). McGraw-Hill.

- Chrenko, F. A. (1955). The assessment of subjective reaction in heating and ventilation research. *Journ. of Institution of Heat and Vent. Eng.* 23, 281–300.
- Ciuha, U., Tobita, K., McDonnell, A. C., y Mekjavic, I. B. (2019). The effect of thermal transience on the perception of thermal comfort. *Physiology & Behavior*, 210(June), 112623. <https://doi.org/10.1016/j.physbeh.2019.112623>
- Extractor y ventilador Airmax GL Agrícola - Airetecnica Soluciones en ventilación. (n.d.). Recuperado November 23, 2020, de <https://www.airetecnica.com.co/product/airmax-gl-agricola/>
- Fag, C. (2013). Estrés Térmico en Trabajadores Expuestos al Área de Fundición en una Empresa Metalmecánica. *Artículo Original Ciencia & Trabajo | AÑO NÚMERO*, 15(46), 31–34. Recuperado de [www.cienciaytrabajo.cl](http://www.cienciaytrabajo.cl)
- Fanger, P. O. (1972). *Thermal Comfort* (M.-H. B. Company, Ed.). United States.
- Gagge, A. ., Burton, A. ., y Bazett, H. . (1941). A practical system of units for the description of the heat exchange of man with his enviroment. *Science*, 94, 428–430.
- Gao, S., Li, Y., Zhao, M., Wang, Y., Yang, X., Yang, C., y Jin, L. (2017). Design method of radiant cooling area based on the relationship between human thermal comfort and thermal balance. *Energy Procedia*, 143, 100–105. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.12.655>
- Garcia Muñoz, Julian Salas Rondon, R. S., y Rodriguez Sanchez, A. (2019). Estudio De Los Índices De Confort Térmico De Una Escuela En La Zona Climática De Los Andes Venezolanos. *Dyna Ingenieria E Industria*, 94(1), 363–363. <https://doi.org/10.6036/9024>
- Genhart, B. (1961). *Heat transfer*. New York: McGraw-Hill.
- Herrera, J. A. A., Castellón, E. C., Barrera, L. M. T., y Novoa, I. P. V. (2015). Evaluación de estrés térmico en una empresa productora de alimentos en Córdoba-Colombia. *Revista Clepsidra*, 10(19), 4. <https://doi.org/10.26564/19001355.451>

- Jung, W., y Jazizadeh, F. (2019). Comparative assessment of HVAC control strategies using personal thermal comfort and sensitivity models. *Building and Environment*, 158(March), 104–119. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2019.04.043>
- Kjellstrom, T., Maître, N., Saget, C., Otto, M., y Karimova, T. (2019). *Trabajar en un planeta más caliente. El impacto del estrés térmico en la productividad laboral y el trabajo decente. Resumen ejecutivo*. Recuperado de [https://www.ilo.org/wcmsp5/groups/public/---dgreports/---dcomm/---publ/documents/publication/wcms\\_711950.pdf](https://www.ilo.org/wcmsp5/groups/public/---dgreports/---dcomm/---publ/documents/publication/wcms_711950.pdf)
- Kuchen, E., Fisch, M. N., Gonzalo, G. E., y Nozica, G. N. (2011). Predição do índice de conforto térmico em edifícios de escritório na Alemanha. *Ambiente Construído*, 11(3), 39–53. <https://doi.org/10.1590/s1678-86212011000300004>
- Liu, S., Schiavon, S., Das, H. P., Jin, M., y Spanos, C. J. (2019). Personal thermal comfort models with wearable sensors. *Building and Environment*, 162(March), 106281. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2019.106281>
- López-sánchez, J. I. (2019). *Error humano en condiciones de estrés térmico*. (1865), 26–33.
- Madrigal, J. A., Cabello, J. J., Sagastume, A., y Balbis, M. (2018). Evaluación de la Climatización en Locales Comerciales, Integrando Técnicas de Termografía, Simulación y Modelado por Elementos Finitos. *Información Tecnológica*, 29(4), 179–188. <https://doi.org/10.4067/s0718-07642018000400179>
- McCutchan, J. ., y Taylor, C. . (1951). respiratory heat exchange with varying temperatures and humidity of inspired air. *J. Appl. Physiol*, 4, 121–135.
- Nielsen, M., y Pedersen, L. (1952). studies on the heat loss by radiation and convection from the clothed human body. *Scand*, 27, 272.
- Núñez, C., Ferris, R. S., Calderón, D. D., Sánchez, B., y Castro Nuñez, C. M. (2017). Enfermero del Trabajo Correspondencia. *Rev Asoc Esp Med Trab • Septiembre*, 26, 153–219.

Pourshaghagh, A., y Omidvari, M. (2012). Examination of thermal comfort in a hospital using PMV-PPD model. *Applied Ergonomics*, 43(6), 1089–1095. <https://doi.org/10.1016/j.apergo.2012.03.010>

Precio en Colombia de m<sup>2</sup> de Cubierta verde, sistema Urbanscape “KNAUF INSULATION”. Generador de precios de la construcción. CYPE Ingenieros, S.A. (n.d.). Recuperado September 4, 2020, de [http://www.colombia.generadordeprecios.info/obra\\_nueva/Cubiertas/Planas/No\\_transitables\\_\\_no\\_ventiladas/QAD050\\_Cubierta\\_verde\\_\\_sistema\\_Urbanscape\\_.html](http://www.colombia.generadordeprecios.info/obra_nueva/Cubiertas/Planas/No_transitables__no_ventiladas/QAD050_Cubierta_verde__sistema_Urbanscape_.html)

Ramis, J. E., y Santos, E. A. dos. (2013). The impact of thermal comfort in the perceived level of service and energy costs of three Brazilian airports. *Journal of Transport Literature*, 7(2), 192–206. <https://doi.org/10.1590/s2238-10312013000200010>

Ricciu, R., Galatioto, A., Desogus, G., y Besalduch, L. A. (2018). Uncertainty in the evaluation of the Predicted Mean Vote index using Monte Carlo analysis. *Journal of Environmental Management*, 223(May), 16–22. <https://doi.org/10.1016/j.jenvman.2018.06.005>

Ríos Soto, T. G. (1995). *concepción y construcción de un dispositivo para medir la conductividad térmica de materiales para edificaciones* (Universidad fde Sonora). Recuperado de <http://www.bidi.uson.mx/TesisIndice.aspx?tesis=7609>

Rodrigues, L. S. (2012). *Engenharia estratégia para o conforto*. 65(2), 189–194.

Rodríguez, W. V. y, y Vázquez, M. S. (2008). Dinámica de fluidos computacional. Recuperado September 19, 2019, de <http://www.iingen.unam.mx/es-mx/Publicaciones/GacetaElectronica/Enero-Febrero2018/Paginas/Dinamicadefluidos.aspx>

Winslow, C.-E. ., Gagge, A. ., y Herrington, L. . (1939). The influence of air movement upon heat losses from the cloted human body. *J. Physiol*, 127, 505–518.

Wyon, D. P., Lidwell, O. M., y Williams, R. E. O. (1968). thermal comfort during surgical operations. *Journ. of Hygiene*, 66:229.

Yang, Y., Zhou, D., Wang, Y., Ma, D., Chen, W., Xu, D., y Zhu, Z. (2019). Economical and Outdoor Thermal Comfort Analysis of Greening in Multistory Residential Areas in Xi'an. *Sustainable Cities and Society*, 51(March), 101730. <https://doi.org/10.1016/j.scs.2019.101730>